

Entwicklung von Manövrier- und Steuereinrichtungen für ein druckneutrales Unterwasserfahrzeug

vorgelegt von

Dipl.-Ing.

Eugen Olenew

aus Maikain

von der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Henning Meyer

1. Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Heinz Lehr

2. Gutachter: Dr. rer. nat. Rudolf Bannasch

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 03. Mai 2013

Berlin 2013

D 83

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Mikrotechnik der Technischen Universität Berlin im Verlauf des Projekts „Druckneutrale Systeme Tiefsee“, welches vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie gefördert wurde.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Heinz Lehr möchte ich herzlich für die engagierte Betreuung der Promotion und die Begutachtung meiner Dissertation danken. Die von ihm geschaffenen hervorragenden Arbeitsbedingungen am Fachgebiet bildeten eine wichtige Voraussetzung für den erfolgreichen Abschluss meiner Forschungstätigkeit. Gleichmaßen gilt Frau Dr. Helena Lehr mein Dank für die Beratung und Hilfe in allen organisatorischen Belangen sowie für die sorgfältige Durchsicht des Manuskripts.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Henning J. Meyer bedanke ich mich für seine Bereitschaft, den Vorsitz im Prüfungsausschuss zu übernehmen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr. rer. nat. Rudolf Bannasch für die Begutachtung meiner Arbeit und die vielen fruchtbaren Fachgespräche.

Weiterhin bedanke ich mich beim Leiter der Fachgebietswerkstatt, Herrn Detlef Schnee, für Rat und Tat im Verlauf der Konstruktion und für die sorgfältige Fertigung vieler Komponenten, trotz häufig zeitkritischer Bedingungen. Gleichmaßen gilt mein Dank dem sehr engagierten Gesellen Herrn Kevin Ehling.

Meinen Projektkollegen David Mischnick, Oliver Preradović, Johannes Gelze und Tino Schmidt danke ich für die stets konstruktive Zusammenarbeit.

Für die vielen Detailarbeiten am Forschungsprojekt möchte ich mich bei allen beteiligten studentischen Mitarbeitern bedanken.

Allen Mitarbeitern des Fachgebiets Mikrotechnik danke ich für die freundliche Atmosphäre und die Möglichkeit, jederzeit auf das Wissen und die Erfahrung der sehr unterschiedlichen fachlichen Schwerpunkte der Kollegen zurückgreifen zu können.

Lars Koopmann vom Fachgebiet Dynamik maritimer Systeme der TU Berlin danke ich für die Ermöglichung der strömungstechnischen Experimente, die tatkräftige Unterstützung während dieser Versuche und die Fachgespräche auf dem Gebiet der Schiffshydrodynamik.

Ganz besonders möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, da sie die Grundsteine für meinen Weg gelegt haben und für ihre fortwährende Unterstützung während meiner Promotionszeit. Meiner Schwester Julia danke ich für die Durchsicht vieler Textteile und ihre Zweitmeinung zur Diktion und Ausdrucksweise.

Mein größter Dank gilt meiner Frau Daria für ihre Kraft, Ausdauer und unerschöpfliche Geduld, die sie mir in diesem Lebensabschnitt entgegengebracht hat.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	3
1.1	Unterwasserfahrzeuge	3
1.2	Druckneutrale Technik	5
1.3	Aufbau der Arbeit.....	6
2	Stand der Technik.....	9
2.1	Hauptmanövriersysteme für Unterwasserfahrzeuge	10
2.1.1	Aktive Hauptmanövriersysteme.....	10
2.1.2	Passive Hauptmanövriersysteme.....	12
2.1.3	Kombinationen passiver und aktiver Manövriersysteme	16
2.2	Querstrahlsteuer	17
2.2.1	Bauweisen von Querstrahlssystemen.....	19
2.3	Propellerdüsen autonomer Unterwasserfahrzeuge	25
3	Theoretische Grundlagen	28
3.1	Grundlagen zum Hauptmanövriersystem	28
3.1.1	Randumströmung	30
3.1.2	Profiltheorie	32
3.1.3	Kennzahlen von Ruderprofilen	34
3.1.4	Entwurfsprinzipien für Ruderprofile	38
3.1.5	Hochleistungsrunder.....	40
3.2	Grundlagen zum Querstrahlsteuer.....	44
3.2.1	Lauftradformen von Strömungsmaschinen.....	45
3.3	Grundlagen zur Propellerdüse.....	47
3.4	Mathematische Verfahren in der Strömungstechnik.....	48
3.4.1	CFD-Software	49
4	Hauptmanövriersystem	51
4.1	Entwicklung des Ruders	51
4.1.1	Analyse und Festlegung der Auslegungsparameter	51
4.1.2	Ruderdimensionierung.....	54
4.1.3	Festlegung der Ruderhöhe	60
4.1.4	Anforderungen an das Ruderprofil.....	63
4.1.5	Auswahl der Profilform	64
4.1.6	Experimentelle Untersuchungen zum Ruderprofil.....	65
4.2	Konstruktion der Ruderanlage	72
4.2.1	Anforderungen an die Ruderanlage.....	72
4.2.2	Gestaltung der Rumpfform	72

4.2.3	Konstruktion des Grundgerüsts.....	74
4.2.4	Rudervanlenkung	78
4.2.5	Rudervinkelmessung	82
4.3	Zusammenfassung und Ausblick	85
5	Querstrahlsteuer	92
5.1	Konzeptentwicklung.....	93
5.2	Auslegung der Querstrahlpumpe.....	100
5.2.1	Abschätzung der notwendigen Schubkraft	100
5.2.2	Geometrische Vorgaben	101
5.2.3	Auslegungsdrehzahl der Querstrahlpumpe.....	102
5.2.4	Bestimmung des Saugdurchmessers	103
5.2.5	Auslegung der Schubdüse.....	104
5.2.6	Entwicklung der Laufradgeometrie.....	106
5.2.7	Entwicklung der Leitvorrichtung	109
5.3	Numerische Überprüfung der Auslegung.....	113
5.3.1	Untersuchte Variationen	116
5.4	Konstruktion und Fertigung des Querstrahlsystems	121
5.4.1	Montage des Querstrahlsystems.....	123
5.4.2	Fertigung der Komponenten	124
5.5	Experimentelle Validierung der Ergebnisse	126
5.6	Bewertung der Leistungsfähigkeit des Querstrahlsteuers.....	129
5.6.1	Erreichbare Drehgeschwindigkeiten des Fahrzeugs.....	131
5.6.2	Erreichbare Quergeschwindigkeiten des Fahrzeugs.....	134
5.6.3	Erreichbarer Neigungswinkel des Fahrzeugs.....	136
5.7	Zusammenfassung und Ausblick	137
6	Propellerdüse	141
6.1	Auswahl eines Düsenprofils	141
6.2	Ermittlung des optimalen Anstellwinkels.....	142
6.2.1	Modellierung der Propeller	142
6.3	Entwicklung des Fertigungskonzepts	146
6.4	Fertigung des Düsenprofils	150
6.5	Befestigung der Düse am Fahrzeug.....	154
6.6	Zusammenfassung und Ausblick	155
7	Schlussbemerkung	158
8	Symbole und Abkürzungen	159
9	Literaturverzeichnis	166
10	Anhang	174

1 Einleitung

Die Tiefsee weckt den Forscherdrang und übt auf den Menschen eine ähnliche Anziehungskraft aus wie der Weltraum. Etwa 80 Prozent der von Meeren bedeckten Erdoberfläche weisen eine Tiefe von mindestens 1.000 Metern auf und gelten je nach Definition als Tiefsee. Dieses riesige Areal von 318 Millionen km² bildet ca. 62 Prozent der gesamten Erdoberfläche.

Das Vordringen in die Tiefsee ist jedoch aufgrund der für Menschen lebensfeindlichen Bedingungen nur mit spezieller technischer Ausrüstung möglich. Dabei stellt die Tiefsee mit dem hohen Umgebungsdruck, dem korrosiven Salzwasser, den niedrigen Temperaturen von etwa -1 bis 4 Grad Celsius und der starken Absorption elektromagnetischer Wellen, welche die Kommunikation mittels Licht und Funk unterbindet, hohe Anforderungen an tiefseetaugliche Geräte. Hinzu kommt, dass die Anwendung der für die Tiefsee konzipierten Geräte in den meisten Fällen von einem Mutterschiff erfolgt. Ihre Einsatzfähigkeit hängt dadurch sehr stark von den Wetterbedingungen an der Wasseroberfläche ab. Mitunter können, aufgrund von starkem Seegang und Stürmen, geplante Operationen einer aufwendungs-, zeit- und organisationsintensiven Forschungsexpedition nicht durchgeführt werden. Vor allem diese Umstände sind verantwortlich dafür, dass die Tiefsee immer noch als sehr wenig erforscht gilt.

Jedoch erscheint aufgrund steigender Rohstoffpreise die Suche nach Energie- und Materialressourcen in der Tiefsee zunehmend wirtschaftlicher. Nicht zuletzt dadurch steigt in den letzten Jahrzehnten das Interesse an der Erforschung der Tiefsee und sorgt für einen Entwicklungsschub der Technologien für tiefseetaugliche Geräte. Die Nutzung der Meere wird intensiver und stellt damit neue Herausforderungen an die Meereswissenschaften, denn eine nachhaltige Nutzung der Tiefsee ist nur möglich, wenn dieser Lebensraum und die Folgen der Eingriffe weitgehend erforscht sind. Als größter und ältester unverändert bestehender Lebensraum der Erde hat die Tiefsee direkten Einfluss auf viele auch das Leben an Land betreffende Prozesse, wie beispielsweise das globale Klima. Angesichts dieser Zusammenhänge erlebt die Grundlagenforschung der Vorgänge in den Meeren und in der Tiefsee gegenwärtig einen Höhenflug.

1.1 Unterwasserfahrzeuge

Für die Erforschung der Tiefsee kommen sehr unterschiedliche Geräte in Betracht, zum Beispiel solche, die von der Wasseroberfläche aus agieren, vom fahrenden Schiff geschleppt oder am Seil hängend eingesetzt werden und mit Sensoren Messungen vornehmen.

Eine besondere Gruppe bilden Unterwasserfahrzeuge, wobei hier zunächst eine Unterscheidung zwischen bemannten und unbemannten Fahrzeugen erfolgt. Bereits zwei bemannte Tauchfahrzeuge erreichten den mutmaßlich tiefsten Punkt der Erde, das 10.994 Meter unter der Wasseroberfläche liegende Challengertief. Jacques Piccard und Don Walsh, zwei Pioniere der Tiefseeforschung, unternahmen diese Reise am 23. Januar 1960 mit dem Tiefseefahrzeug Trieste.

Erst etwa 52 Jahre später tauchte am 26. März 2012 der Filmproduzent und Regisseur James Cameron als dritter Mensch in dem neu entwickelten, bemannten Tauchfahrzeug Deepsea Challenger zu der bis dahin von einem bemannten Fahrzeug nur einmal erreichten Rekordtauchtiefe der Trieste [Nat13].

Die bemannte Tauchfahrt ist jedoch immer mit einem Sicherheitsrisiko für die Besatzung der Tauchfahrzeuge verbunden. Deshalb werden bemannte Tauchfahrzeuge mit aufwendigen Sicherheitssystemen ausgestattet, die hohe Kosten erzeugen. Weiterhin ist aufgrund des für die Besatzung notwendigen Innenraums die Größe bemannter Unterwasserfahrzeuge ein Kostenfaktor, der sich auch in der entsprechenden Größe und Ausrüstung eines Mutterschiffs äußert. Aus diesem Grund besitzen nur wenige Nationen bemannte Tauchfahrzeuge mit Einsatztauchtiefen unterhalb von 3.000 Metern. Deutschlands einziges bemanntes Forschungs-Tauchfahrzeug JAGO ist beispielsweise für eine maximale Wassertiefe von 400 Metern ausgelegt [Geo13].

Im Vergleich zu bemannten Unterwasserfahrzeugen ist der Einsatz unbemannter Fahrzeuge mit weniger Risiko für Menschenleben verbunden und damit wesentlich wirtschaftlicher. Ferngesteuerte Tauchroboter (englisch: remotely operated vehicle - ROV) sind günstiger in den Anschaffungskosten, kleiner, leichter und können, versorgt und gesteuert über ein Kabel, mehrtägige Operationen in der Tiefsee ohne Unterbrechungen durchführen.

Die Erkundungsmissionen mit einem kabelgebunden ROV leisten jedoch lediglich stichprobenartige Untersuchungen bei der Erforschung der riesigen Areale der Tiefsee. Zur Ergänzung dieser bestens für detaillierte Untersuchungen kleiner Gebiete geeigneten Geräte dienen autonome Unterwasserfahrzeuge (englisch: autonomous underwater vehicle - AUV). AUVs verfügen neben einer Vielfalt an Sensorsystemen über eine bordinterne Intelligenz, welche diese Fahrzeuge befähigt, in unvorhersehbaren Situationen während einer vorprogrammierten Mission Entscheidungen ohne Eingreifen eines Bedieners zu treffen. Aufgrund der eingangs erwähnten hohen Absorption elektromagnetischer Wellen im Wasser ist über große Distanzen eine kabellose Datenverbindung zwischen Mutterschiff und AUV nur über akustische Modems möglich. Diese nutzen Schallwellen im Ultraschallbereich, um Informationen zu übertragen und bieten nur vergleichsweise geringe Bandbreiten mit Verbindungsinstabilitäten. Aus diesem Grund ist eine Steuerung aus der Ferne in einer Situation, die schnelle Reaktionen erfordert, nicht möglich. Eine autonome Energieversorgung erlaubt dem Fahrzeug, vom Mutterschiff unabhängig zu navigieren. In den meisten Fällen sind AUVs dafür konzipiert, lange Strecken zurückzulegen, und erlauben hierdurch die Untersuchung größerer Areale.

Im Rahmen des vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) geförderten Verbundprojekts „Druckneutrale Systeme Tiefsee“ (DNS Tiefsee, Kooperationspartner: Energietechnik-Elektronik GmbH (ENITECH) in Bentwisch bei Rostock, EvoLogics GmbH in Berlin, Abteilung Physikalische Ozeanographie und Messtechnik des Leibniz-Instituts für Ostseeforschung Warnemünde (Leibniz-IOW), Fachgebiet Mikrotechnik der Technischen Universität Berlin (FMT), Laufzeit: 2009 bis 2013) wird ein Beitrag zur Entwicklung innova-

tiver tiefseetauglicher Technologien am Standort Deutschland geleistet. Unter anderem wurde ein AUV mit der maximalen Einsattiefe von 6.000 Metern entwickelt und gebaut. Das aktuelle Projekt stützt sich dabei auf Grundlagen, die im Vorgängerprojekt „Druckneutrale Systeme“ (DNS, Kooperationspartner: ENITECH, Leibniz-IOW, FMT, Laufzeit: 2006 bis 2009) erarbeitet wurden.

Das entwickelte Fahrzeug erhielt bei der ersten Erprobung in der Ostsee im September 2009 bei einer offiziellen Taufe den Namen PreToS (Pressure Tolerant Systems). Neben dem im Vorgängerprojekt entwickelten AUV DNS-Pegel [Luk10], [Bus10], [Thi11] ist es das weltweit zweite in konsequenter druckneutraler Bauweise realisierte autonome Unterwasserfahrzeug. Während die Versuchsplattform DNS-Pegel teilweise Auftriebsmaterialien aufgrund der deutlich kleineren Dichten nutzte, die nur bis zu maximalen Tauchtiefen von 50 Metern geeignet sind (alle entwickelten Komponenten und Baugruppen des Fahrzeugs wurden jedoch ebenfalls für Tiefen bis zu 6.000 Metern konstruiert und im Drucktank getestet), ist das AUV PreToS vollständig für 6.000 Meter Tiefe ausgelegt und entsprechend aufgebaut. Der druckneutrale Aufbau von AUVs hat bereits außerhalb der erwähnten Verbundprojekte Anklang gefunden. Fast zeitgleich zum Projekt DNS-Tiefsee wurde in einem von der Fraunhofer Gesellschaft geförderten Projekt das AUV TIETEK (beteiligte Institute: AST, ISIT, IOSB, IBMT, UMSICHT) ebenfalls in druckneutraler Bauweise entwickelt und gebaut [Fra12].

1.2 Druckneutrale Technik

Bei der konventionellen Bauweise von Unterwasserfahrzeugen werden die vor Wasser zu schützenden Komponenten (Elektronik, Motoren, etc.) in wasserdichten Gehäusen verbaut. Bei großen Tauchtiefen ergeben sich aufgrund der Druckunterschiede zwischen Druckgehäusinnenraum und dem Umgebungsdruck der Wassersäule dicke Wandungen der Druckgehäuse, um eine ausreichende Festigkeit zu garantieren. Die Abbildung 1-1 zeigt drei aus Titan angefertigte Druckkörpersegmente des für eine maximale Tauchtiefe von 3.000 Metern ausgelegten AUVs Remus 3.000. Die Wandung der Druckkörper für Umgebungsrücke in 6.000 Metern Tiefe ist bei gleichen Dimensionen des Innenraums deutlich dicker. Daraus ergeben sich hohe Herstellungskosten und sehr hohe Gewichte der Druckhüllen, trotz der Verwendung des Leichtbaumaterials Titan. Die Gewichte müssen durch entsprechende Volumina des Auftriebsmaterials ausgeglichen werden, was die Fahrzeuggröße und das Fahrzeuggewicht weiter vergrößert. Zudem weisen tiefseetaugliche Auftriebsmaterialien hohe Anschaffungskosten auf. Ein weiteres Problem stellen die benötigten elektrischen und mechanischen Verbindungen zwischen inneren und äußeren Komponenten dar. Penetratoren und Dichtungen erzeugen das zusätzliche Risiko einer Leckage. Ein Wassereintrich in den Druckkörper kann im Problemfall zum Ausfall wichtiger Systeme und zum Fahrzeugverlust führen.



Abb. 1-1 Titandruckhüllensegmente des Remus 3000 [WHO12]

Die druckneutrale Technik sieht hingegen die Verwendung von elektronischen Komponenten vor, die keine Druckempfindlichkeit aufweisen (grundsätzlich alle Bauteile ohne eingeschlossene Kavitäten). Zum Schutz vor dem korrosiven und elektrisch leitenden Seewasser wird die Elektronik in einem Kunststoffverguss (meist Silikone oder Polyurethane) eingebettet. Mechanische druckneutrale Komponenten sind aus korrosionsbeständigen und wenig kompressiblen Materialien, die eine geringe Wasseraufnahme aufweisen, derart aufgebaut, dass keine Kavitäten in den Bauteilen entstehen. Für die Konstruktion unumgängliche korrosive Materialien, wie zum Beispiel weichmagnetische Werkstoffe für Elektromotorteile, werden mit einem Schutzverguss überzogen. Für bewegliche Teile bedeutet die druckneutrale Bauweise den kompletten Verzicht auf Wälzlagerungen. Lager werden hauptsächlich durch Materialpaarungen des nicht korrosiven Edelstahls (meist 1.4571) und spezieller Kunststoffe als Gleitlager realisiert.

1.3 Aufbau der Arbeit

Das Themengebiet dieser Arbeit umfasst die hydrodynamische und konstruktive Auslegung der Manövriersysteme des AUVs PreToS. Dabei war die vollständige Manövrierfähigkeit des Fahrzeugs während der Langstreckenfahrt (größere Fahrzeuggeschwindigkeiten als 1 m / s, Antriebspropeller im Betrieb) und während des Fahrzeugstillstands, in der Schwebelage oder bei sehr kleinen Fahrzeuggeschwindigkeiten (unter 0,3 m / s), die Zielsetzung der Entwicklung. Während Manövriersysteme von Oberflächenfahrzeugen nur Lage- und Positionsänderungen in der horizontalen Ebene bewirken, müssen Manövriereinrichtungen von Unterwasserfahrzeugen Bewegungen für alle sechs räumliche Freiheitsgrade des Fahrzeugs herbeiführen, siehe Abbildung 1-2. Das Hauptantriebssystem oder Propulsor erzeugt Schub in die zwei möglichen Richtungen auf der Längsachse und bewirkt damit die Vorwärts- oder Rückwärtsfahrt des Fahrzeugs.

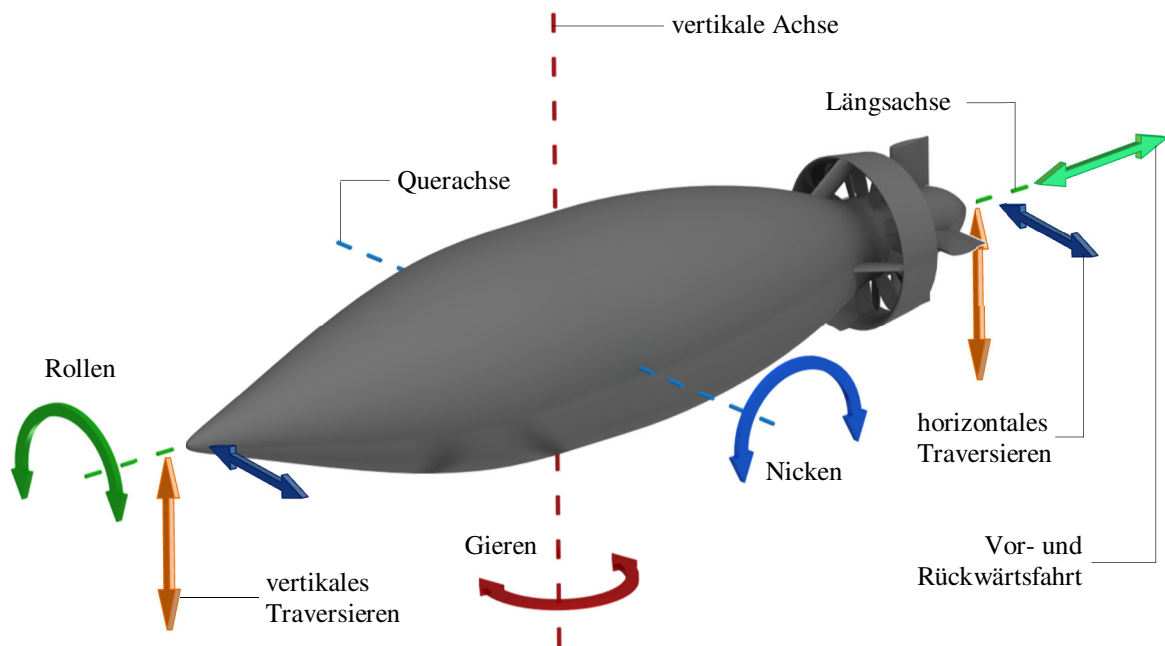


Abb. 1-2 Benennung der Fahrzeugachsen und der Bewegungsfreiheitsgrade des Fahrzeugs

Während der Fahrt steuert das horizontale Rudersystem über den Gierwinkel den horizontalen Kurs des Fahrzeugs. Zusätzlich kann das Fahrzeug über den Nickwinkel Abtauch- und Auftauchfahrten bewerkstelligen. Das vertikale Rudersystem steuert dabei den Fahrzeug-Nickwinkel. Bei Verwendung eines Antriebspropellers ergibt sich die Forderung, den aufgrund des Motorreaktionsmoments und des Propellerdralls entstehenden Rollwinkel zu kompensieren. Das Konzept zweier koaxialer kontrarotierender Propeller erlaubt jedoch einen Aufbau der Rudersysteme ohne Rollwinkelkompensation. Das vertikale und horizontale Rudersystem werden im Folgenden unter dem Begriff Hauptmanövriersystem zusammengefasst.

Für Langstreckenfahrten muss der Strömungswiderstand des Fahrzeugs möglichst gering sein, da AUVs auf eine begrenzte autonome Energieversorgung zurückgreifen. Neben dem geringen Strömungswiderstand erfordert die energieeffiziente Langstreckenfahrt ein leistungsfähiges Hauptmanövriersystem, denn das Kurs-Halten wird durch ständige Kurskorrekturen immer wieder auftretender Driftwinkel des Fahrzeugs begleitet. Ein optimales Hauptmanövriersystem bewirkt einerseits eine gute Kursstabilität des Fahrzeugs und damit weniger stark auftretende Kursstörungen. Andererseits vermag es durch ausreichend hohe Steuerkräfte bei geringen Ruderausschlägen, den Kursstörungen aktiv entgegenzuwirken (aktive Kursstabilität). Dadurch wird weniger Energie durch Bewegungen der Ruder während der Fahrt verbraucht. Ferner vermindert ein leistungsstarkes Hauptmanövriersystem den Anteil der Fahrtstrecke, der unter einem Driftwinkel zurückgelegt wurde, was einen kleineren effektiven Strömungswiderstand und damit weniger verbrauchte Energie für den Hauptantrieb zur Folge hat.

Die vorliegende Arbeit zielte daher darauf ab, ein Hauptmanövriersystem aufzubauen, welches eine maximale Leistungsfähigkeit innerhalb der vorgegebenen konstruktiven Randbedingungen am Fahrzeug erreicht. Die Entwicklung des Hauptmanövriersystems, welches so-

wohl die vertikale als auch die horizontale Steuerung des AUVs PreToS bewirkt, wird im Kapitel 4 dargestellt.

Die konventionelle Bauweise von AUVs sieht meistens nur einen Propulsor und das Hauptmanövriersystem (vertikale und horizontale Steuerung) vor. Jedoch geht bei langsamer Fahrt und bei Fahrzeugstillstand die Steuerfähigkeit solcher Systeme aufgrund ihrer Wirkungsweise verloren. Wenn eine Manövrierbarkeit des Fahrzeugs bei Stillstand des Propulsors gefordert ist, werden in Spezialfällen Unterwasserfahrzeuge mit Hilfsmanöviereinrichtungen ausgestattet, die quer zur Fahrzeuglängsachse Schub erzeugen (Querstrahlsteuer). Zwei parallel zur Querachse wirkende Systeme, im Heck und im Bug des Fahrzeugs, erlauben bei entgegengesetzter Wirkung das Gieren und bei Wirkung in gleicher Richtung das horizontale Traversieren des Fahrzeugs. Jeweils eine Einrichtung im Heck und im Bug, die parallel zur vertikalen Achse Schub erzeugen, erlauben das Nicken und das vertikale Traversieren des Fahrzeugs. Die Entwicklung eines neuartigen Heck- und Bug-Querstrahlsteuers, welches nicht nur vertikal oder horizontal quer zur Fahrzeuglängsachse, sondern in jede beliebige um die Längsachse 360 Grad schwenkbare Richtung Schub erzeugt, wird im Kapitel 5 beschrieben. Dabei wurden die Eintritts- und Austrittsöffnungen der Querstrahlssysteme so optimiert, dass einerseits der maximal mögliche Schub erzielbar ist, andererseits aber auch der Fahrtwiderstand nur geringfügig erhöht wird. Anhand von Untersuchungen der komplizierten Strömungsvorgänge in den Pumpen der Querstrahlsteuer mit numerischen Modellrechnungen sowie intensiver experimenteller Untersuchungen, gelang es trotz der engen Raumverhältnisse, einen Wirkungsgrad der Querstrahlsteuer zu erzielen, der andernorts noch nicht erreicht wurde.

Neben der Entwicklung der Haupt- und Hilfsmanöviereinrichtungen befasst sich die vorliegende Arbeit weiterhin mit der Entwicklung einer Propellerdüse für das AUV, der als Ummantelung des Propellers eine sicherheitsrelevante Rolle zukommt. Ferner unterstützt die Propellerdüse das Hauptmanövriersystem zur Stabilisierung des Fahrzeugs in Richtung der Fahrzeuglängsachse bei der Vorwärtsfahrt, siehe Kursstabilität im Kapitel 4. Durch eine spezielle Formgebung ist die Propellerummantelung in der Lage, die Effizienz der Propeller zu verbessern und damit den Wirkungsgrad des Propulsionssystems zu erhöhen. Die spezielle Form bewirkt dabei auch, dass die verhältnismäßig große Propellerdüse keinen zusätzlichen Strömungswiderstand am Fahrzeug erzeugt. Die Beschreibung der Entwicklung der Propellerdüse erfolgt im Kapitel 6.

Zu Beginn der Arbeit werden der Stand der Technik bei den beschriebenen Teilsystemen und die theoretischen Grundlagen in den Kapiteln 2 und 3 dargestellt.

Für weitergehende Studien zu anderen als den hier behandelten Teilsystemen des Fahrzeugs werden die ebenfalls am FMT entstehenden Dissertationen von Dipl. -Phys., Dipl. -Ing. Johannes Gelze, Dipl. -Ing. David Mischnick, Dipl. -Ing. Oliver Preradović und Dipl. -Ing. Tino Schmidt empfohlen.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel wird ein Überblick über Manövriersysteme bei Unterwasserfahrzeugen gegeben, die ohne physikalische Verbindung zum Mutterschiff eingesetzt werden und hauptsächlich als Langstreckenfahrzeuge ausgelegt sind. Ferner wird ein Überblick der bei AUVs gebräuchlichen Propellerdüsen gegeben.

Um bei den begrenzten Energiespeichermöglichkeiten lange Strecken fahren zu können, beziehungsweise eine lange Einsatzdauer zu gewährleisten, müssen alle an Bord des Fahrzeugs befindlichen Systeme sehr energieeffizient arbeiten.

Für die Manövriersysteme heißt die Forderung nach Energieeffizienz nicht nur, dass sie selbst einen möglichst niedrigen Energieverbrauch aufweisen, sondern auch, dass die Effektivität des Hauptantriebs und die Strömungseigenschaften des Fahrzeugs nicht beeinträchtigt werden.

Sowohl bei AUVs als auch bei bemannten, für Langstrecken konzipierten U-Booten hat sich die längliche und annähernd rotationssymmetrische Rumpfform aufgrund ihrer guten hydrodynamischen Eigenschaften durchgesetzt. Hier sind der kleine Strömungswiderstand, die gute Kursstabilität länglicher Rumpfformen mit heckseitig angeordneten Manövrier- und Propulsionssystemen sowie die erreichbare Güte der Propelleranordnung wegen des rotationssymmetrischen Zuströmfelds als die wichtigsten Vorteile hervorzuheben. Die in diesem Kapitel aufgezeigte Zusammenstellung der Manövriersysteme bezieht sich, bedingt durch das Grundkonzept des im Rahmen des Forschungsprojekts entwickelten Fahrzeugs, auf gebräuchliche Systeme bei Unterwasserfahrzeugen mit rotationssymmetrischen Rumpfformen und hauptsächlich coaxialer Propelleranordnung.

Bei Manövriersystemen für Unterwasserfahrzeuge wird zwischen den aktiven (schuberzeugenden) und den passiven Einrichtungen, welche die Strömungsenergie der entstehenden Relativströmung bei Fahrzeugbewegung in Steuerkräfte wandeln, unterschieden.

Als Hauptmanövriersystem werden Vorrichtungen bezeichnet, die zur Kurssteuerung des Fahrzeugs während der Fahrt in Fahrzeuglängsrichtung dienen. In den meisten Fällen ist das Hauptmanövriersystem jedoch bei Fahrzeugstillstand und auch schon bei kleinen Fahrzeuggeschwindigkeiten (kleiner als $0,3 \text{ m/s}$) unwirksam. Konventionelle AUVs sind für den Einsatz bei größeren Geschwindigkeiten (größer als 1 m/s) vorgesehen, so dass keine Maßnahmen zur Behandlung des Manövrierfähigkeitsverlusts bei langsamer Fahrt vorgesehen werden.

Zunehmend werden jedoch für Langstreckeneinsätze optimierte Unterwasserfahrzeuge mit schuberzeugenden Hilfsmanövriersystemen ausgestattet, die das Drehen auf der Stelle und das Traversieren (Bewegung quer zur Längsachse des Fahrzeugs) ermöglichen. Dabei wird der Schub vorzugsweise quer zur Fahrzeuglängsachse erzeugt, weshalb die Bezeichnung Querstrahlsteuer für diese Hilfsmanövriersysteme üblich ist.

2.1 Hauptmanövriersysteme für Unterwasserfahrzeuge

Die Schubvektorsteuerung als Vertreter der aktiven Manövriersysteme und die Anordnung von passiv wirkenden Leitflächenrudern sind zwei mögliche Bauweisen, welche die Kriterien an das Hauptmanövriersystem eines AUV erfüllen.

Während die Leitflächenruder sowohl bei bemannten als auch bei unbemannten U-Booten weit verbreitet sind, ist die reine Schubvektorsteuerung bislang nur bei einigen AUVs zu finden. Beispielsweise verwenden die AUVs der Bluefin Robotics Corporation [Pan09] und die Dorado AUV-Familie (MBARI) beide das im Kapitel 2.1.1 beschriebene Propulsions- und Manövriersystem, das in einem Gemeinschaftsprojekt entwickelt wurde [Blu12].

Sowohl für die Leitflächenruder als auch für die Schubvektorsteuerung als Hauptmanövriersystem ist die Anordnung im Heckbereich sinnvoll, um eine gute Wirksamkeit zu erreichen. Das liegt daran, dass sich der Druckmittelpunkt des Rumpfs, der Punkt um den sich das Fahrzeug bei einem Manöver dreht, für gewöhnlich im vorderen Drittel des Rumpfs befindet [Sch88]. Die Querkkräfte der Manövriersysteme wirken mit dem Abstand zum Druckmittelpunkt als Nick- oder Giermoment auf das Fahrzeug. Der Betrag des Moments ist bei gleichbleibender Ruderquerkraft umso größer, je größer dieser als Hebelarm anzusehende Abstand wird. Dieser Zusammenhang ist in der Abbildung 3-1 im Abschnitt 3.1 anschaulich dargestellt.

2.1.1 Aktive Hauptmanövriersysteme

Bei der Schubvektorsteuerung wird die Richtung des von einem Propeller erzeugten Schubs relativ zur Fahrzeuglängsachse um einen Winkel angestellt, was durch Schwenken des Propulsionsorgans geschieht. Bei einer guten Ausführung der Schubvektorsteuerung sind im Vergleich zu Leitflächenrudern höhere Wirkungsgrade zu erwarten. Dies lässt sich durch die vergleichsweise direktere Energieübertragung beim Manöver und durch den Verzicht auf Strömungswiderstand erzeugende Ruderflächen erklären. Die Forderung nach der vertikalen Tauchkurssteuerung bedeutet für den Schubvektorpropeller eines AUV, dass dieser in alle drei Raumrichtungen schwenkbar sein muss. Die Abbildung 2-1 veranschaulicht jeweils den vertikalen (blauer Pfeil) und den horizontalen (roter Pfeil) Schwenkvorgang, wobei jede beliebige Raumrichtung durch eine Kombination aus beiden Grundschenkwinkelrichtungen angesteuert werden kann. Die Gestaltung einer Schubvektorsteuerung führt zu einem vergleichsweise mechanisch komplexen Aufbau, da entweder der ganze Hauptantrieb zusammen mit dem Antriebsmotor schwenkbar zu gestalten ist oder nur der Propeller mit der Propellerwellenlagerung, so dass eine flexible Welle oder Kupplung die Drehmomentübertragung zwischen fahrzeugfestem Antriebsmotor und dem schwenkbaren Propeller gewährleistet.

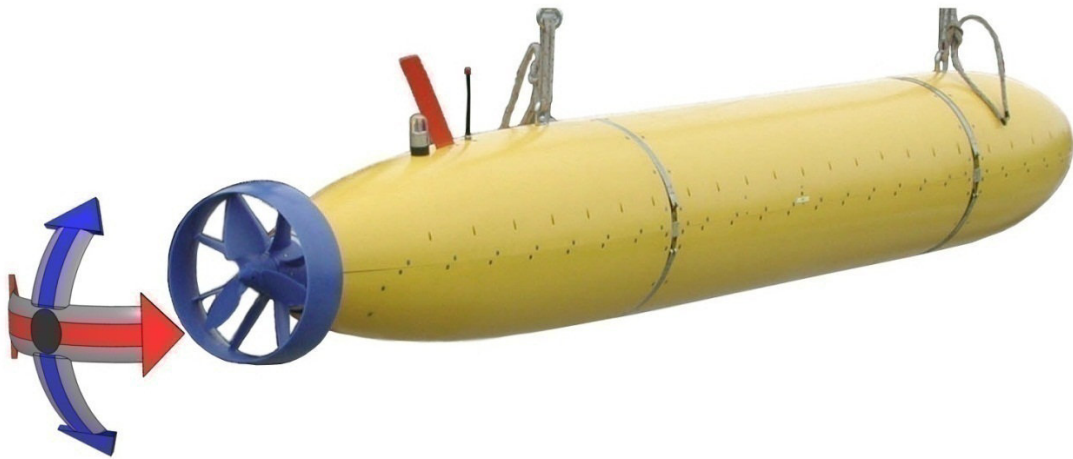


Abb. 2-1 Schubvektorsteuerung des AUV Dorado, nach [Kir10]

Die einem US amerikanischen Patent [Kir03] entnommene Zeichnung (siehe Abbildung 2-2) veranschaulicht den Aufbau einer Schubvektorsteuerung für ein AUV. Das Patent bezieht sich auf das Propulsions- und Manövriersystem des am Monterey Bay Aquarium Research Institute (MBARI) entwickelten AUV Dorado. In dieser Schubvektorsteuerung wird die komplette Baugruppe des Hauptantriebs samt dem Antriebsmotor mittels zweier hydraulischer Linearaktoren geschwenkt, wobei ein Aktor den vertikalen Schwenkvorgang realisiert und der andere den horizontalen.

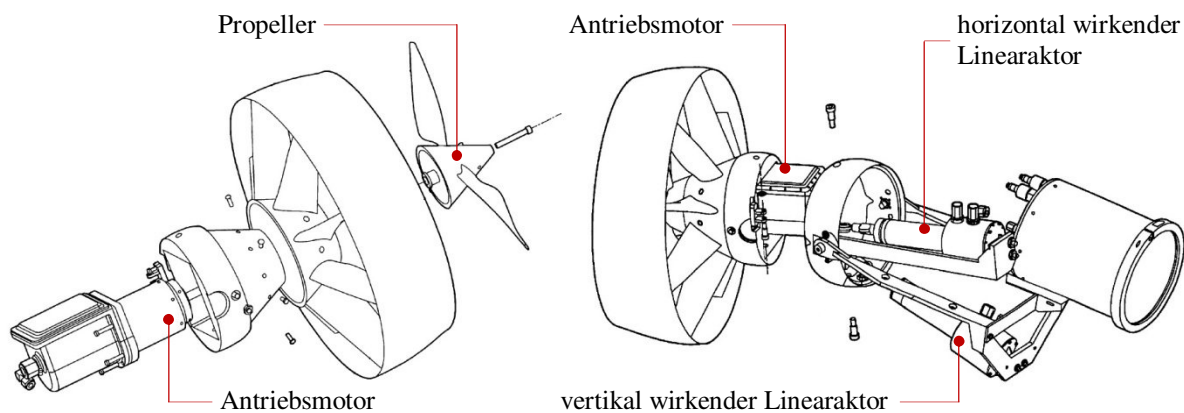


Abb. 2-2 Explosionszeichnungen eines Schubvektorantriebs [Kir03]

Der im Vergleich zu den einfachen Leitflächenrudern komplexere mechanische Aufbau eines solchen hochintegrierten Systems steht jedoch im Widerspruch zu der einsatzbedingten Forderung nach Robustheit und Wartungsfreundlichkeit eines für Forschungszwecke entwickelten AUVs. Als schwierig erweist es sich auch bei der Gestaltung eines dreidimensionalen Schubvektorpropellers, einen hydrodynamisch optimalen Übergang zwischen dem Fahrzeugrumpf und der äußeren Kontur des schwenkbaren Antriebs zu realisieren. Die Abbildung 2-3 veranschaulicht dieses Problem an dem Schubvektorantrieb des AUV Dorado.

Der Übergang wird hier durch zwei ineinander liegende Kugelschalenringe gebildet, wobei ein Ring vertikal und der andere horizontal schwenkbar gelagert sind, so dass eine Art Kardangelenkt entsteht. Die Kugelschalenform erlaubt, dass bei Schwenkungen in allen drei

Raumrichtungen die Ringe ungehindert ineinander gleiten können und bei jedem Schwenkwinkel eine abgeschlossene Kontur gebildet wird.

Der so gestaltete Abschluss der Fahrzeugkontur in der Nähe des Hauptantriebs weist an zwei Stellen stufenartige Übergänge auf, deren Höhe durch die aus Festigkeitsgründen vorgegebene Dicke der Kugelschalenringe und dem funktionsbedingten Zwischenspalt bestimmt wird. Diese Stufen sorgen im Bereich vor dem Hauptantrieb für Verwirbelungen und Ablöseerscheinungen, die einen negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Antriebs haben können. Der Spalt zwischen den Kugelschalen kann unter Umständen durch Schmutzpartikel zugesetzt werden, wodurch ein Klemmen der Steuerung zum Manövrierverlust führen würde.

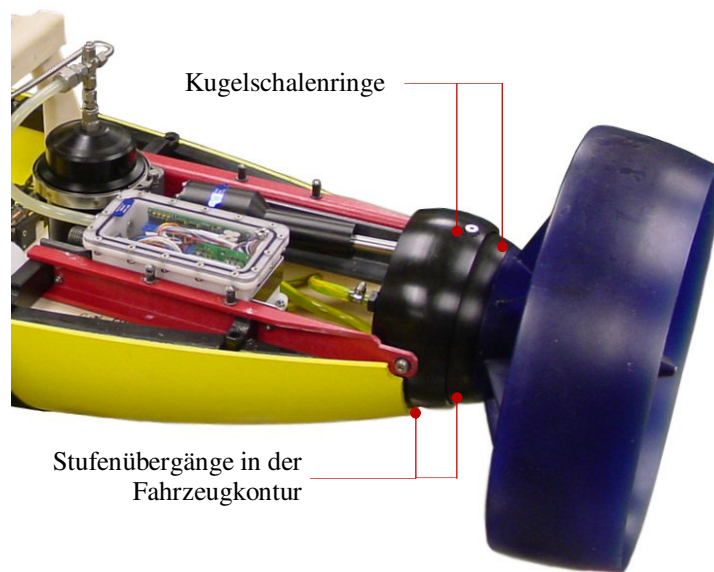


Abb. 2-3 Übergang zwischen der Strömungshülle und der Schubvektorsteuerung [MBA12]

2.1.2 Passive Hauptmanövriersysteme

Bei AUVs sowie bei bemannten U-Booten sind Ruderanlagen mit Leitflächenrudern weitaus verbreiteter als Vektorschubsteuerungen. Die Steuerwirkung entsteht bei dieser passiven Manöviereinrichtung erst durch die Anströmung des Ruders infolge der Fahrzeugbewegung. Das führt dazu, dass diese Systeme bei Fahrzeugstillstand unwirksam sind. Durch Anordnung der Ruder direkt im Nachstromfeld des Propellers kann man diesem Nachteil jedoch entgegenwirken, da der schuberzeugende Propellerstrom hier schon bei sehr niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten erhöhte Relativströmungsgeschwindigkeiten erzeugt und ein kurzzeitiges Betätigen des Propellers auch bei Fahrzeugstillstand eine Anströmung des passiven Ruders bewirkt.

Bei größeren Fahrzeuggeschwindigkeiten wird die Relativströmungsgeschwindigkeit am Fahrzeug um die schuberzeugende Strömungsgeschwindigkeit hinter dem Hauptantrieb erhöht. So erzeugen Leitflächenruder bei einer Anordnung im Propellerstrahl Querkkräfte, die mehr als doppelt so hoch wie der Propellerschub sind [Sch88].

Aufgrund dieser hohen Wirksamkeit und des einfachen Aufbaus nehmen Leitflächenruder eine fast unangetastete Monopolstellung bei Manöviereinrichtungen ein und sind bei Schiffen und Booten seit Jahrtausenden üblich. Die anfangs zumeist als Rechteckplatten ausgeführten Ruder haben in den letzten 100 Jahren einen enormen Entwicklungsschub erfahren, so dass moderne Ruder durch eine Reihe technischer Neuerungen inzwischen noch effektiver und leistungsfähiger sind. Des Weiteren ist eine große Menge an Literatur zum Thema Ruder generiert worden, die es erlaubt, diese Entwicklungen anzuwenden.



Abb. 2-4 Beispiele für Ruderanlagen von AUVs, oben: Remus 6000 von Hydroid [UVU12], unten: Explorer 5000 von International Submarine Engineering [MAR12]

Für Unterwasserfahrzeuge werden aufgrund der erforderlichen Tauchkurssteuerung, zusätzlich zu den an Oberflächenfahrzeugen vorhandenen Seitenrudern, Tiefenruder am Fahrzeug angeordnet. Häufig befinden sich je zwei Seiten- und Tiefenruder jeweils 90 Grad zueinander versetzt rotationssymmetrisch um die Fahrzeuglängsachse, so dass diese ein Kreuz bilden. Dabei gibt es die als Kreuzanordnung bezeichnete Ausführung mit Seitenrudern in der Vertikalebene und Tiefenrudern in der Horizontalebene des Fahrzeugs, siehe Abbildung 2-4, oben.

Eine andere Möglichkeit ist die X-Anordnung, ein um 45 Grad gedrehtes Ruderkreuz, (siehe Abbildung 2-4, unten), bei der alle vier Ruder sowohl für Tiefen- als auch für Seitenmanöver ausgelenkt werden, da jedes Ruder je eine vertikale und eine horizontale Kraftkomponente erzeugt. Als eine Kombination der X- und der Kreuzanordnung ist auch die so genannte Y- oder die umgedrehte Y- Anordnung möglich (siehe Abbildung 2-5), bei der die zwei seitlichen Ruder vertikale und horizontale Kraftkomponenten und das Seitenruder nur horizontale Steuerkräfte erzeugen.



Abb. 2-5 Umgedrehte Y-Anordnung der Ruder beim Explorer 5000 [MAR10]

Bei der Kreuzanordnung können die klar getrennten Seiten- und Tiefenruder einzeln angesteuert werden. Dadurch lässt sich im Fall eines reinen Tiefenmanövers die Tiefenkursregelung unabhängig von der horizontalen Kursregelung durchführen. Weiterhin ist es bei der Kreuzanordnung üblich, die gegenüberliegenden Ruder starr miteinander zu koppeln, so dass je ein Rudermotor die Ruderanstellung der Tiefen- und Seitenruder bewerkstelligt.

Da bei der X- und der Y- Anordnung sowohl für reine Tiefen- als auch für reine Seitenmanöver alle Ruder gleichzeitig angestellt werden, gestalten sich der mechanische Aufbau sowie die Auslegung der Reglerstruktur im Vergleich zur Kreuzanordnung komplizierter. Während bei einer Kreuzanordnung zwei Rudermaschinen ausreichen, werden bei der X- Anordnung vier und bei der Y- Anordnung zwangsläufig drei Ruderantriebe gebraucht.

Schaut man sich die Ruderanlagen bei U-Booten an, fällt auf, dass die Ruder üblicherweise bugseitig vor dem Propeller angeordnet sind, während moderne Schiffsruder sich fast ausschließlich hinter dem Propeller im Propellerstrahl befinden. Die Abbildung 2-4 zeigt die Ruderanlagen zweier auf dem Weltmarkt etablierter wissenschaftlicher AUVs, die für eine ähnliche Einsatztiefe konzipiert sind, wie das im Rahmen dieses Projekts entwickelte AUV PreToS. Die Zahl hinter dem Namen gibt dabei üblicherweise die maximale Tauchtiefe des Fahrzeugs in Metern an.

Die Strömung wird zwar auch vor dem Propeller durch dessen Sogwirkung beschleunigt, jedoch entwickeln sich, verglichen mit dem Propeller-Nachstromfeld, wesentlich kleinere Geschwindigkeiten, so dass das Potential der im Schraubenstrahl angeordneten Ruder nicht ausgenutzt wird. Weiterhin beeinflussen vor dem Propeller angeordnete Ruder stärker das Zuströmfeld des Propellers, wodurch schon bei leicht angestellten Rudern große Schub- und Wirkungsgradverluste des Antriebs hervorgerufen werden. Das liegt darin begründet, dass der Propeller dann unsymmetrisch und mit verminderten Axialgeschwindigkeiten sowie Quergeschwindigkeitsanteilen angeströmt wird, während die zu Reibungsverlusten führenden induzierten Wirbelsysteme im Rudernachstromfeld ebenfalls vor dem Propeller entstehen. Im Gegensatz dazu verbessert die Anordnung der Ruder im Propellerstrahl sogar den Propellerwirkungsgrad, da die Ruder einen Teil der im Drall des Propellerstrahls enthaltenen Energie durch Umleiten der Tangentialgeschwindigkeitskomponenten in Schub umwandeln.

Die sowohl bei AUVs als auch bei bemannten U-Booten dennoch häufig zu findende Anordnung ist auf den Antrieb des Propellers mit einer Antriebswelle zurückzuführen. Wenn man einen rotationssymmetrischen Fahrzeugrumpf und die koaxiale Propelleranordnung voraussetzt, lassen sich keine weiteren Fahrzeugkomponenten hinter dem mittels einer Welle angetriebenen Propeller anordnen, ohne zusätzliche über den Propeller hinausragende Konstruktionen zu verwenden, wie sie beispielsweise bei dem in der Abbildung 2-6 dargestellten U-Boot zu finden sind.



Abb. 2-6 Ruderanlage der U-Boot-Klasse S 205 [Kni13]

Hierbei handelt es sich um die Ruderanlage der deutschen U-Boot-Klasse S 205. Der Aufbau der Ruderanlage mittels eines durchgehenden Seitenruders und den darunter angeordneten Tiefenrudern, wie es bei diesem U-Boot-Typ der Fall ist, wird als umgedrehte T-Anordnung bezeichnet. Die tiefe Lage der Tiefenruder gewährleistet bei Oberflächenfahrt, dass diese sich möglichst weit unter der Wasseroberfläche befinden.

Eine Sonderform der passiven Manövriervorgänge bildet das Düsenruder, bei dem eine schwenkbare Düse, die um den Propeller angeordnet ist, den Propellerstrahl teilweise in Schwenkrichtung umlenkt. Ferner erzeugt die als gebogene Leitfläche wirkende Düse hydrodynamische Querkraft in einer vom Schwenkwinkel abhängigen Schrägstellung der Relativanströmung. Zum Vergleichszweck der Ruderwirkung kann die seitliche Projektionsfläche der Düse mit der Ruderfläche eines üblichen Leitflächenruders gleichgesetzt werden [Sch88].

Beim Tiefsee-Rettungs-U-Boot (englisch: Deep Submergence Rescue Vehicle - DSRV) der Mystic Klasse wurde das Düsenruder als Hauptmanövriersystem realisiert (siehe Abbildung 2-7), wobei die Düse sowohl vertikal als auch horizontal geschwenkt werden kann. Dieses U-Boot lief zweimal in den Jahren 1970 und 1971 vom Stapel und wurde für die US-Navy gebaut. Es sollte dazu dienen, die Mannschaft eines havarierten auf Grund liegenden U-Bootes evakuieren zu können. Zum Einsatzort konnte es angedockt auf einem Träger-U-Boot transportiert werden, wie es in der Abbildung 2-7 (links) gezeigt ist. Dieser 15 Meter lange U-Boot-Typ hatte eine Einsatztiefe von bis zu 1.500 Meter und war bis zum Jahre 2008 im Betrieb. Tom Clancy erwähnte es in seinem Roman Jagd auf Roter Oktober gleich zweimal, wobei beide Namen der realen Einheiten - Avalon und Mystic vorkommen.



Abb. 2-7 Düsenruder beim DSRV Mystic und Avalon [Mur12], [Sub12]

2.1.3 Kombinationen passiver und aktiver Manövriersysteme

Neben den reinen aktiven und passiven Hauptmanövriersystemen wurden bei Unterwasserfahrzeugen Kombinationen der beiden Grundformen realisiert, bei denen Leitflächenruder das horizontale oder vertikale Manövriersystem und ein oder mehrere um eine Achse schwenkbare Propeller das ergänzende Manövriersystem bilden. Ein Beispiel hierfür ist das Antriebs- und Manövriersystem beim ebenfalls druckneutralen AUV TIETEK, siehe Abbildung 2-8. In diesem Fall wird keine koaxiale Anordnung des Propellers verwendet, da zwei kleinere verti-

kal schwenkbare Düsenpropeller den Antrieb bilden und durch das Schwenken in der Vertikalebene Tiefenmanöver ermöglichen. Die analog zur Kreuzanordnung aufgebauten Seitenruder können bei den horizontalen Manövern durch unterschiedlich schnelle Drehzahlen der beiden Antriebe unterstützt werden. Eine entgegengesetzte Schuberzeugung der beiden Antriebe ermöglicht sogar das Drehen auf engem Raum. Jedoch sind kleinere Wirkungsgrade solcher Propeller und die höhere Komplexität durch zusätzliche bewegliche Teile bei schwenkbaren Propellern als Nachteile dieser Systeme zu nennen.



Abb. 2-8 Fraunhofer AUV TIETEK [IOS12]

2.2 Querstrahlsteuer

Querstrahlsteuer sind Vorrichtungen zur Erzeugung von Schub, vorzugsweise in Querrichtung des Fahrzeugs. Sie haben den Zweck, bei kleinen Fahrzeuggeschwindigkeiten das Manövrieren auf engstem Raum oder das genaue Positionieren und Stabilisieren der Position bei dynamischen Störungen (dynamisches Positionieren) zu ermöglichen. Da jedoch aus hydrodynamischen Gründen die Querstrahlsteuer schon bei mittleren Fahrzeuggeschwindigkeiten in Längsrichtung unwirksam sind, können diese Manövrierhilfen das Hauptmanövriersystem bei der Langstreckenfahrt nur bedingt unterstützen.

Es gibt verschiedene Bauarten von Querstrahlanlagen. Die Funktionsweise ist jedoch in allen Fällen ähnlich, wobei Wasser außerhalb des Fahrzeugrumpfs angesaugt, beschleunigt und über eine Austrittsöffnung als schuberzeugender Strahl ausgestoßen wird. Die am häufigsten anzutreffende Bauart, sowohl bei Oberflächen- als auch bei Unterwasserfahrzeugen, ist ein Axialpropeller in einem den Fahrzeugrumpf von einer Seite zur anderen durchdringenden Tunnel (Tunnelthruster).

Die meisten modernen Schiffe besitzen aus wirtschaftlichen Gründen mindestens ein als Bugstrahlruder bezeichnetes Querstrahlsteuer in Form eines Tunnelthrusters im Bug und häufig auch ein zweites Querstrahlsteuer im Heck. Diese erlauben das Manövrieren auf engstem Raum, wie zum Beispiel bei Ab- und Anlegemanövern. Um den hohen Anforderungen an die Positioniergenauigkeit in der Offshore-Industrie zu genügen, werden auf Spezialschiffen häufig mehrere Querstrahlanlagen hintereinander aufgebaut, wie beispielsweise die drei im Bug angeordneten Tunnelthruster in der Abbildung 2-9 bei einem im Jahre 2012 fertiggestellten Schiff für den Aufbau von Offshore-Windkraftanlagen.



Abb. 2-9 Drei Tunnelthruster eines Errichterschiffs für Offshore-Windparks [Sch12a]

Während Querstrahlsteuer bereits zu Standardmanöviereinrichtungen auf Schiffen gehören, werden langstreckenfähige Unterwasserfahrzeuge nur in Spezialfällen mit Querstrahlanlagen ausgestattet, wobei hier neben den horizontalen Querstrahlssystemen ebenfalls wie beim Hauptmanövriersystem vertikal wirkende Einrichtungen benötigt werden. Da die in Unterwasserfahrzeugen üblichen Lage- und Auftriebstrimmsysteme für diesen Zweck zu träge sind, werden hierfür vertikale Querstrahlssysteme eingesetzt. Sie ermöglichen Auf- und Abtauchmanöver sowie die Anstellung des Fahrzeug-Nickwinkels.

Beispielsweise besitzt das im Kapitel 2.1.2 erwähnte Rettungs-U-Boot horizontale und vertikale Tunnelthruster sowohl im Bug als auch im Heck. Die insgesamt vier Tunnelthruster werden auf diesem Spezialfahrzeug benötigt, um das Andockmanöver an das havarierte U-Boot zu steuern, welches ohne Fahrt in Längsrichtung des Fahrzeugs erfolgt. Die beiden hinteren Tunnelthruster sind in der Abbildung 2-7 zu erkennen.

Die überwiegende Verwendungsweise der für Langstrecken konzipierten AUVs ist das Kartographieren großer Meeresbodenflächen mittels hydroakustischer Seitensichtsonare (side-scan-sonar), wobei in Vorausfahrt mit schnellen Dienstgeschwindigkeiten (größer als 1 m/s) ein Mäanderkurs über dem Zielgebiet abgefahren wird. Für diesen Zweck werden zunächst keine Querstrahlssysteme benötigt, weshalb die meisten AUVs ausschließlich mit einem Hauptmanövriersystem ausgestattet sind, siehe Abbildungen 2-1, 2-4 und 2-8.

Die Fähigkeit eines AUVs, nicht nur bei ausreichender Längsfahrtgeschwindigkeit zu manövrieren, sondern auch mittels Querstrahlssystemen Querbewegungen auszuführen und eine dynamische Positionierung und Ausrichtung zu gewährleisten, erweitert das Einsatzspektrum

eines AUVs. Dies erlaubt beispielsweise eine ortsfeste Stelle über Grund punktgenau anzufahren und über einen längeren Zeitraum ortsfest zu schweben sowie dynamische und statische Störungen, beispielsweise durch Seitenströmungen, auszugleichen. Damit werden ortsfeste, zeitaufgelöste Messungen oder die automatisierte Detailuntersuchung einer markanten Stelle möglich, die bei vorheriger Kartierung im Langstrecken-Modus bestimmt wurde.

2.2.1 Bauweisen von Querstrahlssystemen

Für große Reichweiten konzipierte Unterwasserfahrzeuge weisen aus Gründen der besseren Energieeffizienz bei Vorausfahrt meist sowohl für die horizontale als auch für die vertikale Richtung Querstrahlssysteme auf, die vollständig im Fahrzeugrumpf liegen. Die Strömungshülle ist lediglich für die Ansaugzuleitung und die Austrittsöffnung durchbrochen. Verschiedene, im Fahrzeugrumpf integrierte Bauarten von Querstrahlanlagen, die für die Anwendung in einem primär für Langstrecken ausgelegten AUV denkbar wären, werden im Folgenden dargestellt.

Tunnelthruster - Bauweise

Bei der klassischen Bauweise von Tunnelthrustern (insbesondere bei größeren Fahrzeugen) befinden sich die Lagerung der Propellerwelle und ein elektrischer Antriebsmotor beziehungsweise ein Kegelradgetriebe in einer Gondel, die im Quertunnel des Tunnelthrusters befestigt wird. Die Gondel und die zur Befestigung der Gondel vorgesehenen Querverstrebungen sorgen für eine Verblockung des Tunnelquerschnitts an der entsprechenden Stelle und erzeugen zusätzliche Strömungsverluste im Tunnel des Querstrahlsteuers. Liegt, wie in der Abbildung 2-10 gezeigt, der Antriebsmotor außerhalb des Tunnels, wird zusätzlicher Bau- raum für den Motor benötigt.

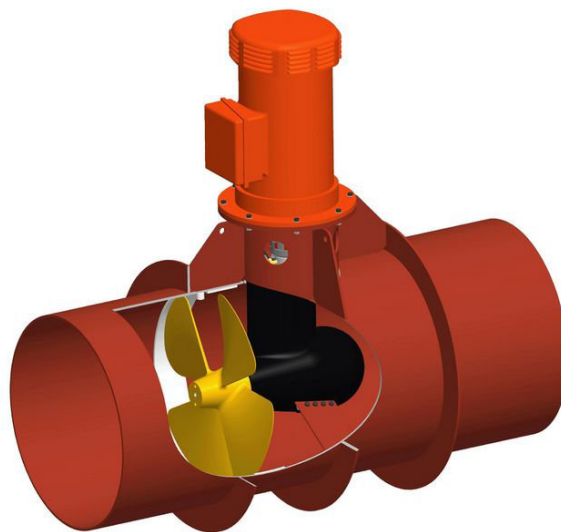


Abb. 2-10 Übliche Bauweise größerer Tunnelthruster-Systeme [Vet12]

Die kleinen Dimensionen von AUV-Tunnelthrustern erlauben es, Ringmotoren mit innerem Läufer für den direkten Antrieb des Querstrahlpropellers zu verwenden und auf die Gondeln zu verzichten. Dadurch ergeben sich ein besserer hydrodynamischer Wirkungsgrad im Vergleich zur klassischen Tunnelthruster-Bauweise und zusätzlich ein kleinerer Bauraumbedarf. Weiterhin kann auf kommerziell verfügbare Baugruppen aus Ringmotor und innenliegendem Propeller (Ringthruster) zurückgegriffen werden. Die Abbildung 2-11 zeigt zwei kommerziell verfügbare Ringthruster mit innenliegendem Propeller gleicher Baugröße und ähnlichen Schubleistungen [TSL12], [Eni12].

Der rechts in der Abbildung gezeigte Thruster wurde im Rahmen des Projekts „Druckneutrale Systeme Tiefsee“ in der druckneutralen Bauweise von der Firma ENITECH entwickelt und bis 6.000 Meter Tauchtiefe getestet.

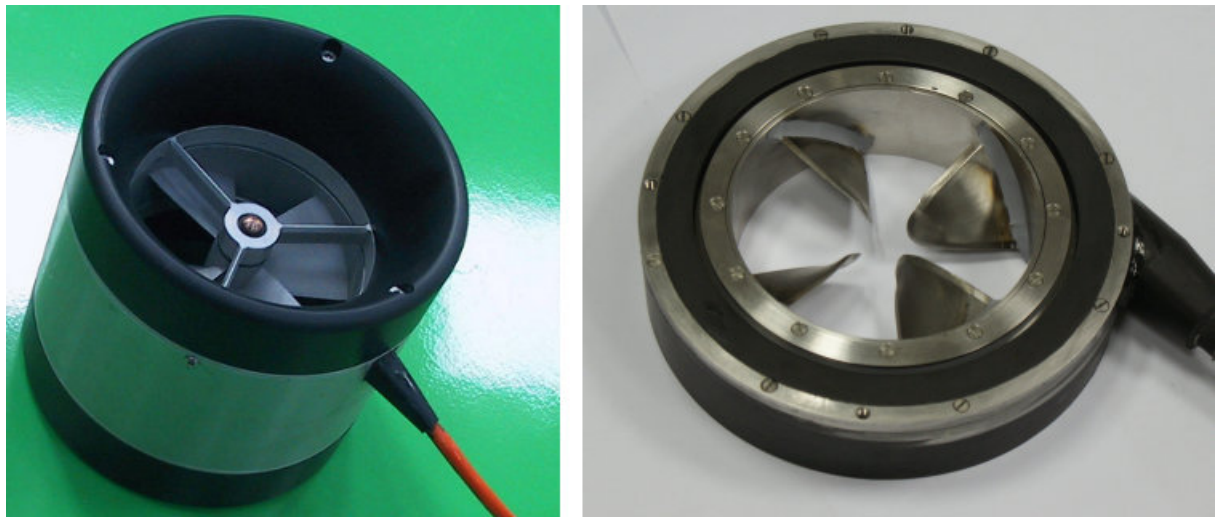


Abb. 2-11 Kommerziell verfügbare Ringmotorpropeller mit 100 mm Propellerdurchmesser
links: TSL Technology Ltd. [TSL12], rechts: ENITECH GmbH [Eni12]

Die Abbildung 2-12 zeigt die Anordnung von je einem vertikalen und horizontalen Tunnelthruster im Bug und im Heck eines AUVs. Als Antriebe der Querstrahlsteuer dienen bei diesem AUV Ringmotorpropeller der Firma TSL Technology Ltd. [Ste11].

Als Vorteil dieser Querstrahlssysteme ist der einfache und robuste Aufbau mit einem guten Wirkungsgrad der Querstrahlsteueranlage zu nennen. Da jedoch für jede Wirkachse ein eigenes Querstrahlssystem benötigt wird, wobei jeweils ein komplett quer durch den Rumpf reichender Tunnel das nutzbare Fahrzeugvolumen stark reduziert, geht die Anordnung von vier Tunnelthrustern in einem Unterwasserfahrzeug mit einem hohen Bauraumbedarf einher.

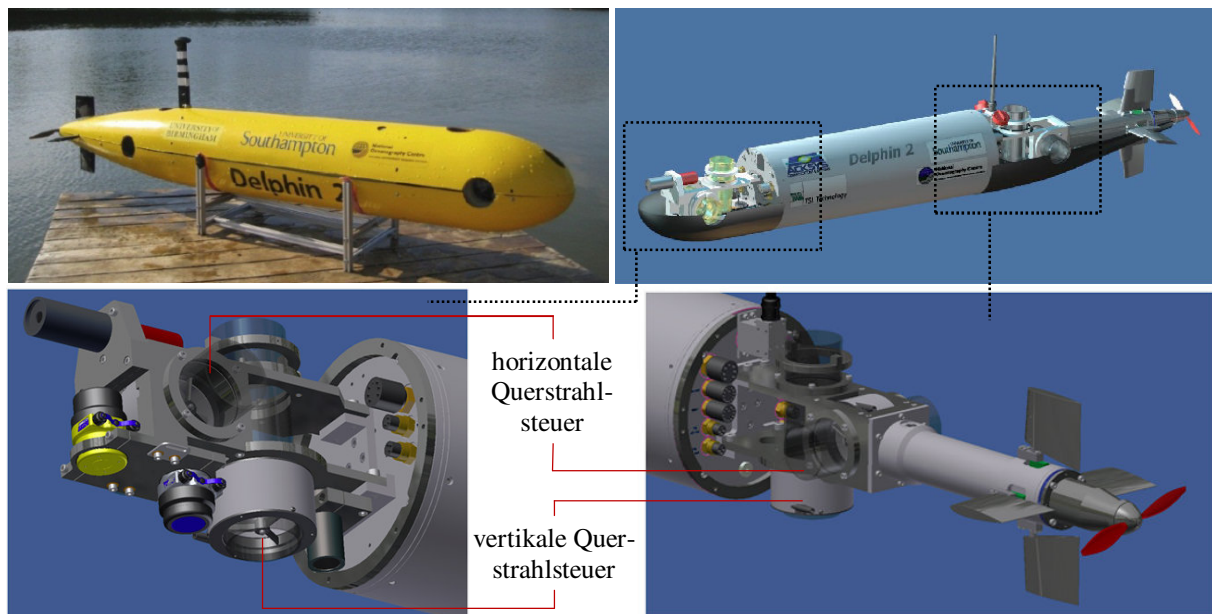


Abb. 2-12 Tunnelthruster beim AUV Delphin 2, nach [Phi09], [Ste11]

Weiterhin erzeugen die acht relativ großen Tunnelqueröffnungen im Strömungskörper des Fahrzeugrumpfs Wirbelsysteme, welche den Strömungswiderstand des Fahrzeugs bei der Vorwärtsfahrt erhöhen. Versuche mit einem etwa 7,5 Meter langen Schiffsmodell haben gezeigt, dass eine Tunnelöffnung mit einer Querschnittsfläche von 0,27 Prozent der Unterwasserprojektionsfläche den Strömungswiderstand des Schiffsrumpfs um bis zu 7,6 Prozent erhöht [Bri78]. Dieser lässt sich beispielsweise durch Gitteranordnungen (siehe Abbildung 2-9) vor den Öffnungen reduzieren, da die Gitterstreben viele kleine Wirbelsysteme erzeugen, deren Energiegehalt kleiner ist, als bei einem Hauptwirbel ohne Gitteranordnung. Angesichts der acht benötigten Tunnelöffnungen für ein vollständig quermanövrierfähiges Unterwasserfahrzeug bedeutet dies trotz solcher widerstandsverbessernden Maßnahmen eine starke Zunahme des Energiebedarfs für die als vorrangig anzusehende Langstreckenfahrt.

Jet-Thruster-Bauweise

Die Firma Holland Marine Parts b.v. bietet für kleinere Schiffe und Boote ein Querstrahlssystem unter dem Namen Jet-Thruster an, bei dem eine im Fahrzeug untergebrachte Kreiselpumpe über Rohrleitungen Wasser außerhalb des Schiffsrumpfs ansaugt und zu Schubdüsen im Bug oder im Heck des Fahrzeugs fördert. Die Reaktionskraft des aus den Schubdüsen austretenden Wasserstrahls erzeugt die Steuerwirkung auf das Fahrzeug.

Wie beim Tunnelthruster gibt es für jede der beiden Wirkrichtungen einen Antriebsmotor. Die Wirkrichtung wird über ein Steuerventil gesteuert, welches die Leitung zur entsprechenden Schubdüse öffnet.

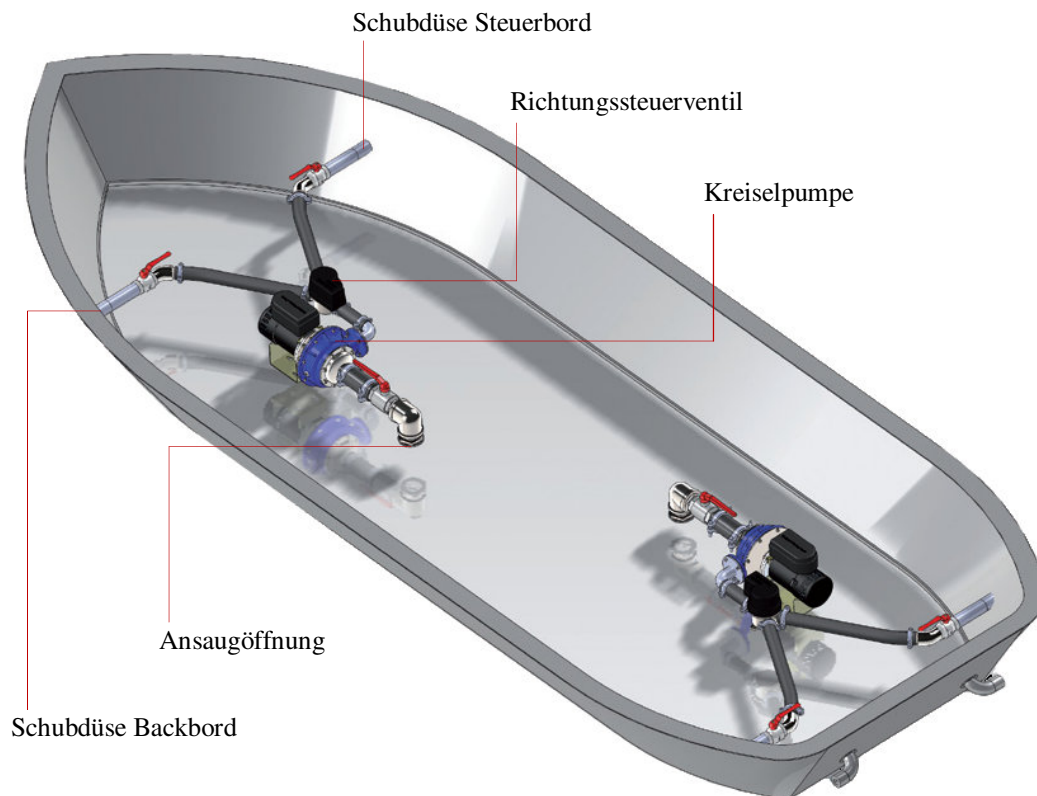


Abb. 2-13 Querstrahlantriebe von Holland Marine Parts [HMP12]

Richtbare Querstrahlsteuer

Richtbare Strahlantriebe zeichnen sich dadurch aus, dass eine dreh- oder schwenkbare Einrichtung die Schubdüse und damit den Schubstrahl in die geforderte Richtung ausrichtet.

Der als Pump-Jet bezeichnete Querstrahlantrieb der Firma Schottel GmbH basiert auf der Funktionsweise einer Kreiselpumpe. Ein halbaxiales Laufrad (siehe hierzu auch Kapitel 3.2) saugt das Wasser durch eine Öffnung im Schiffsrumpf an und beschleunigt es in einen Ringraum. An einer Stelle besitzt der Ringraum eine radial austretende Öffnung, durch die der geförderte Wasserstrom in einem radialen Strahl entweichen kann. Die Reaktionskraft des so entstehenden Strahls wirkt als Schub auf das Fahrzeug. Die Funktionsweise dieses Querstrahlantriebs ist in der Abbildung 2-14 verdeutlicht.

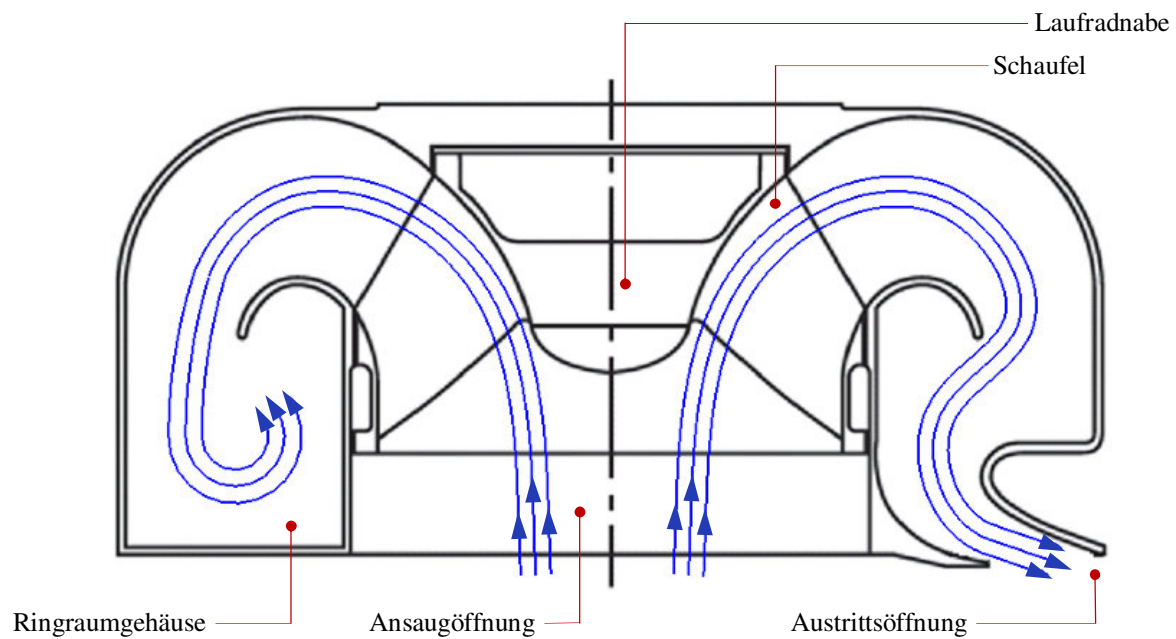


Abb. 2-14 Prinzipskizze des Schottel Pump-Jet-Antriebs, nach [Sch10]

Zusätzlich lässt sich der Ringraum und damit die Richtung der Austrittsöffnung 360 Grad um die rotatorische Symmetrieachse der Manöviereinrichtung drehen, wodurch sich die Wirkung des Schubs in jede beliebige Richtung in der entsprechenden Ebene ausrichten lässt.

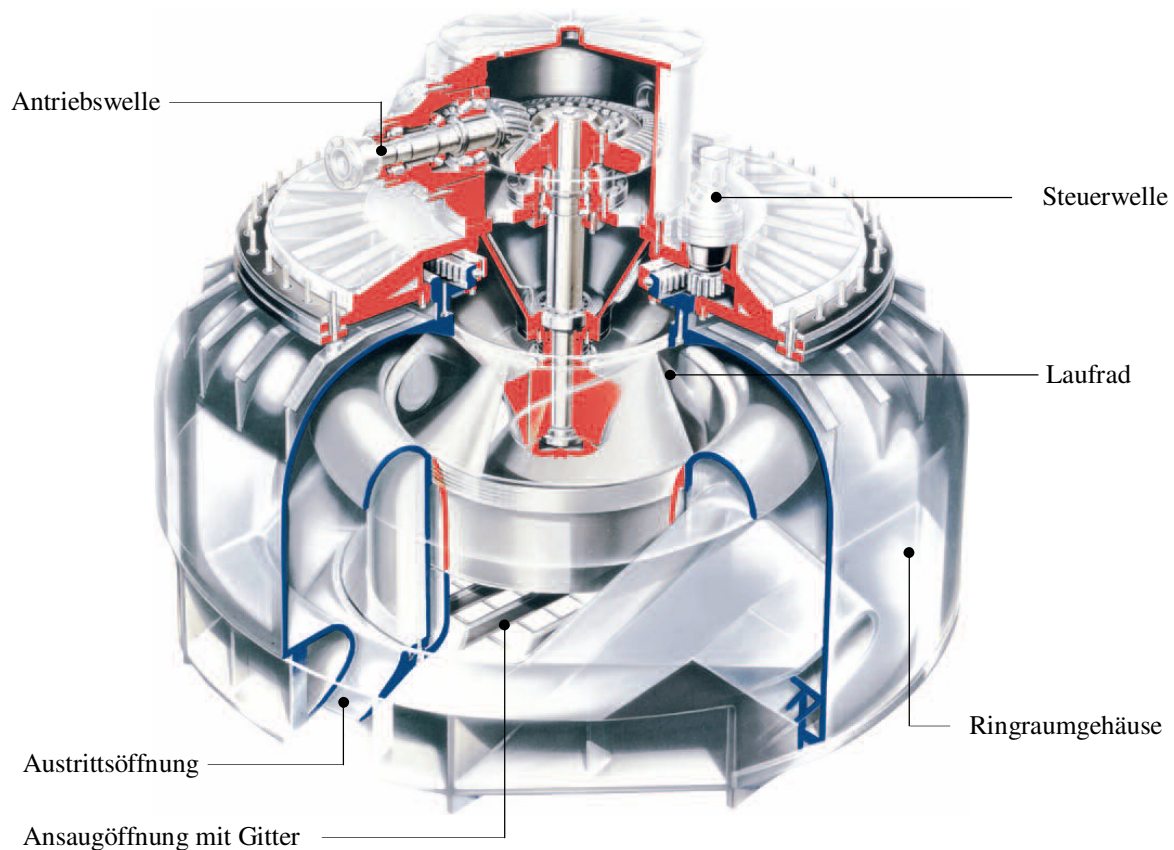


Abb. 2-15 CAD-Modell des Schottel Pump-Jet-Antriebs [Sch10]

Die Abbildung 2-15 zeigt anhand einer Schnittansicht des CAD-Modells dieses richtbaren Strahlsteuers den mechanischen Aufbau des Systems. Eine Antriebswelle dient zum Antrieb des Laufrads über ein Kegelradgetriebe. Ein Steuermotor bewirkt über die Steuerwelle mittels eines Stirnradgetriebes die Drehung des Ringraumgehäuses und richtet damit die Schubrichtung des Systems aus.

Im Rahmen des Projekts „Druckneutrale Systeme“ wurde ein neuartiger Querstrahlantrieb für autonome Unterwasserfahrzeuge entwickelt, welcher nach einem ähnlichen Prinzip funktioniert wie der Pump-Jet-Antrieb [Bus10]. Das Wasser wird bei diesem Querstrahlantrieb radial über ein Ansauggehäuse von einem Radiallaufrad angesaugt, welches sich in einem Spiralgehäuse dreht, siehe Abbildung 2-16. Das Spiralgehäuse verfügt über eine radiale Öffnung, durch die das Wasser austritt und so ebenfalls radial zur rotatorischen Symmetrieachse Schub erzeugt. Das Spiralgehäuse lässt sich ähnlich wie der Ringraum beim Pump-Jet-Antrieb um die Symmetrieachse drehen. Dadurch lässt sich die Schubwirkung in jede beliebige Richtung in der quer zur Längsachse des Fahrzeugs stehenden Ebene ausrichten. Somit können mit einem dieser richtbaren Querstrahlsteuer sowohl vertikale als auch horizontale Querschübe bewerkstelligt werden.

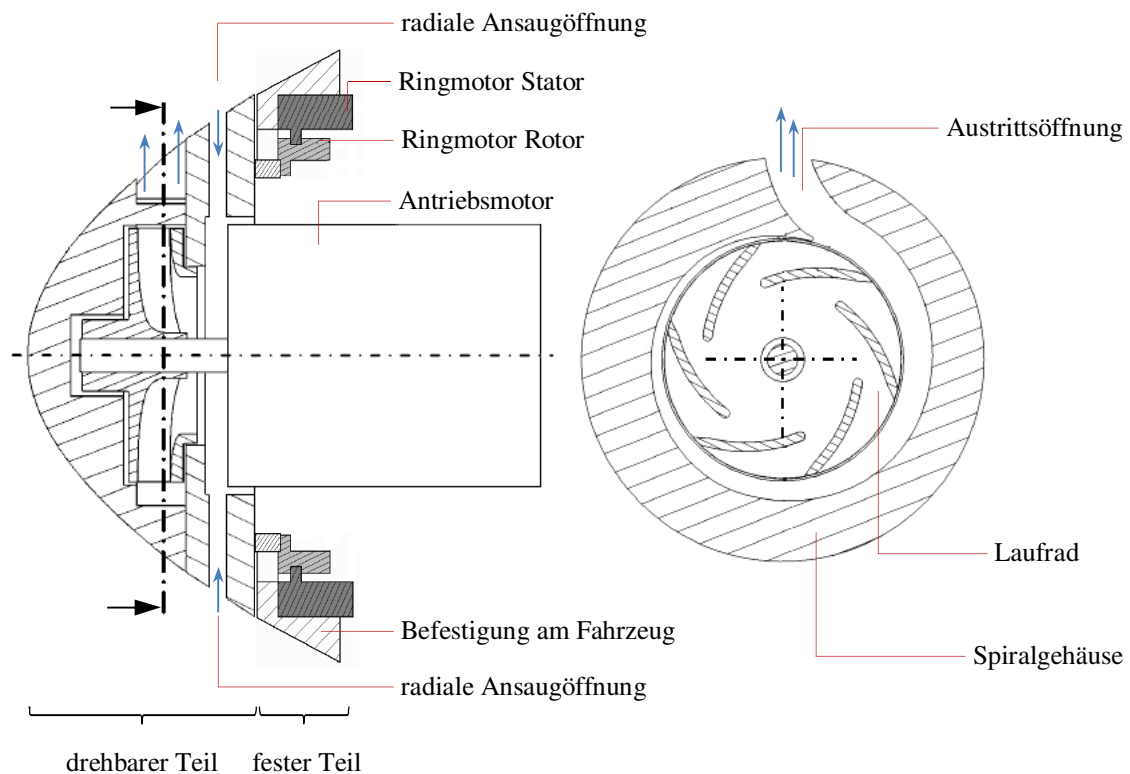


Abb. 2-16 Richtbarer Querstrahlantrieb der DNS-Pegel, nach [Bus10]

Ein Unterwasserfahrzeug, welches mit je einem solchen System im Bug und im Heck ausgestattet wird, erhält eine vollständige Quermanövrierfähigkeit, wie mit vier separaten Tunnelthrustern. Dieses Querstrahlssystem benötigt weniger als 50 Prozent des Einbauvolumens im Vergleich zu einem mit vier Tunnelthrustern mit jeweils einem Tunnelquerdurchmesser

von 76 Millimetern ausgestattetem AUV [Bus10]. Aufgrund der sehr kleinen Ansaug- und Austrittsöffnungen fällt die Zunahme des Fahrzeugströmungswiderstands um bis zu 25 Prozent kleiner aus, als mit den ähnlich leistungsstarken Tunnelthrustern. Diese beiden Eigenschaften zeichnen die beschriebene Bauweise für die Verwendung in AUVs aus. Ein Nachteil ist jedoch die durch die Bauart bedingte Anordnung in den hinteren und vorderen Fahrzeugspitzen, denn dadurch bleibt keine Möglichkeit, vor dem Bug- oder hinter dem Heckquerstrahlssystem weitere Komponenten oder Geräte anzuordnen, siehe Abbildung 2-17. Weiterhin erlaubt die Anordnung der Querstrahlsteuer in den Fahrzeugspitzen aufgrund des begrenzten Bauraums keine hydrodynamisch optimale Gestaltung der Querstrahlsteuerpumpe.

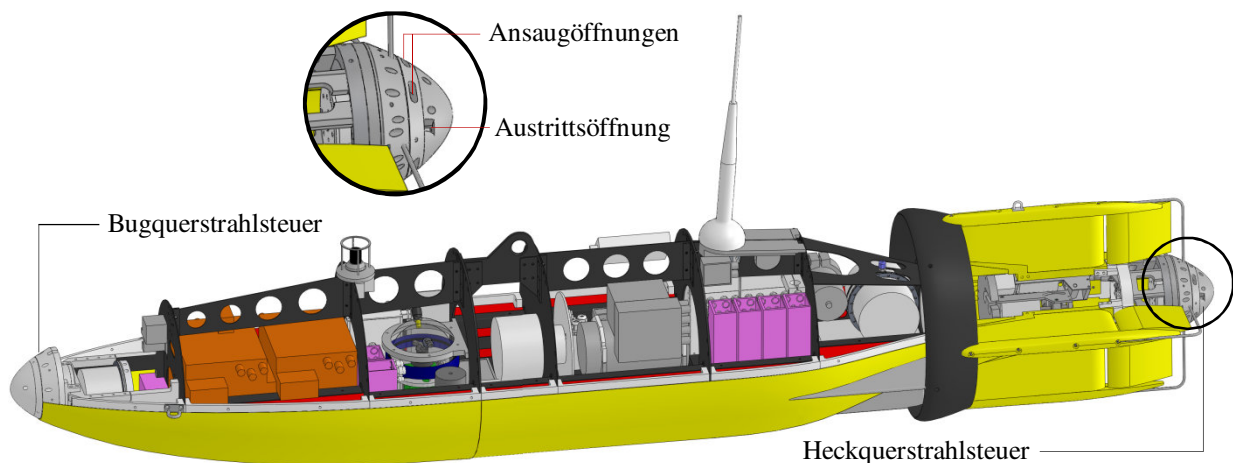


Abb. 2-17 Anordnung der Querstrahlsteuer des AUV DNS-Pegel, nach [Bus10]

2.3 Propellerdüsen autonomer Unterwasserfahrzeuge

In den 1920er Jahren verpflichtete das Reichsverkehrsministerium Besitzer großer Binnenschlepper die Fahrzeuge mit einer Ummantelung um den Propeller auszurüsten, um die Erosion des Flussbetts von Kanälen und Flüssen einzudämmen. Unerwarteterweise wurde als Folge eine Verbesserung der Schiffsgeschwindigkeit und des Standschubs bei Schleppern beobachtet, die mit Propellerdüsen ausgerüstet waren. Der deutsche Schiffsbauingenieur Ludwig Kort begann daraufhin, die Auswirkung von Propellerdüsen zu untersuchen und erarbeitete die Grundlagen für die heute unter dem Namen Kortdüse bekannte Anordnung eines Propellerdüsenrings.

Kortdüsen werden bei Schiffen eingesetzt, um den Wirkungsgrad des Propulsors zu erhöhen. Die wirkungsgradverbessernden Eigenschaften sind auf die Erhöhung des Propellerzustroms dank der nach vorne geöffneten Düsenform und die teilweise Unterbindung der Randumströmung an den Propellerblattspitzen zurückzuführen. Im Betrieb wird weiterhin in der Nähe der Düsenoberfläche aufgrund der tragflächenähnlichen Profilierung innerhalb des Düsenrings die Strömung beschleunigt und außerhalb des Rings verzögert.

Dadurch ergibt sich infolge der Schrägstellung des Düsenprofils in Bezug auf die Fahrzeuglängsachse am Düsenprofil eine in Bewegungsrichtung gerichtete hydrodynamische Kraftkomponente, die als Düsenschub bezeichnet wird.

Aufgrund der Strömungsbeschleunigung innerhalb des Düsenrings werden solche Propellerdüsen auch Beschleunigungsdüsen genannt. Diese zeichnen sich durch einen außenliegenden konkaven oder geraden Düsenprofilverlauf und ein innenliegendes konvexes Profil aus.

Eine andere Form der Propellerdüsen ist die Verzögerungs- oder Reduktionsdüse. Diese weist im Gegensatz zur Beschleunigungsdüse am innenliegenden Teil des Düsenprofils einen konkaven oder geraden Verlauf auf, während das Profil außen konvex gewölbt ist. Dadurch wird die Strömung außerhalb des Düsenrings beschleunigt und innerhalb des Rings verzögert. Der Druck innerhalb der Düse wird im Vergleich zur nicht verzögerten Strömung erhöht. Dieser Zusammenhang wird ausgenutzt, um an kavitationsgefährdeten Propellern im Bereich der Propellerblattspitzen den Druck und damit die Druckdifferenz zum Siededruck des Wassers zu erhöhen. Der Wirkungsgrad des Düse-Propeller-Propulsors bleibt mit Reduktionsdüsen im Vergleich zum offenen Propeller weitgehend unverändert [Cel11].

Die Abbildung 2-18 zeigt zur besseren Veranschaulichung die beiden Düsenprofile der Beschleunigungs- und Verzögerungsdüse.

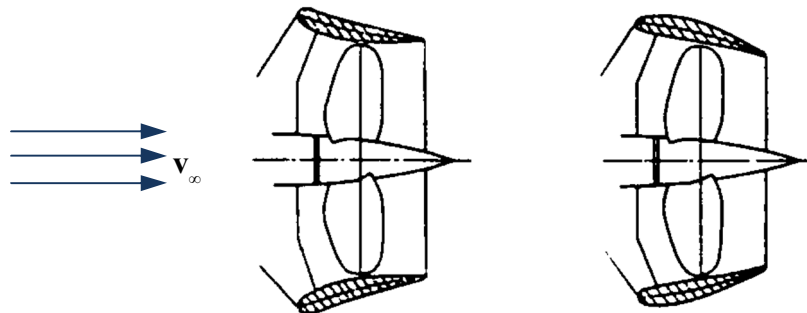


Abb. 2-18 Düsenprofil einer Beschleunigungsdüse (links) und einer Reduktionsdüse (rechts) [Cel11]

Aufgrund des Unterwasserbetriebs von AUVs ist die Verwendung von Reduktionsdüsen nicht sinnvoll, da schon bei kleinen Tauchtiefen der Wassersäulendruck so hoch ist, dass keine Gefahr der Kavitation gegeben ist. Bei AUVs erhält die Propellerdüse jedoch weiteren Nutzen. Eine Ummantelung des Propellers verhindert, dass bei den häufig vorkommenden Zusammenstößen mit dem Mutterschiff oder einem Beiboot, der Stoß vom Propellerblatt aufgenommen wird. Ein solcher Zusammenstoß könnte sonst eine Beschädigung des Propellers, der Lagerung der Propellernabe oder des Antriebsmotors bewirken, was eine ernsthafte Gefährdung der Einsatzfähigkeit des Fahrzeugs darstellt. Weiterhin verhindert die Düse, dass Seile oder Gegenstände radial in den Propeller geraten können und ebenfalls zum Ausfall beziehungsweise zur Beschädigung des Propulsors führen. Schließlich erhöht die Propellerummantelung sowohl beim Manövrieren mit einem Beiboot in der Nähe des schwimmenden AUVs als auch beim Arbeiten in der Nähe des Propellers auf dem Schiffsdeck die Arbeitssicherheit.

Bei AUVs vorkommende Düsen weisen meistens ein Beschleunigungsdüsenprofil auf oder haben aufgrund der einfacheren Fertigung keine Profilierung. Ein Beispiel für eine nicht profilierte Düsenummantelung stellt die zylinderförmige Ummantelung der beiden schwenkbaren Heckpropeller des AUVs TIETEK dar, siehe Abbildung 2-8 im Kapitel 2.1.3. In diesem Fall erfüllt die Düse hauptsächlich eine Schutzfunktion und der hydrodynamische Aspekt wurde aus Gründen der einfacheren Konstruktion und Fertigung vernachlässigt. Die Düsenpropeller der Bluefin AUVs und der Dorado AUV-Klasse wurden hingegen aufwendig nach hydrodynamischen Aspekten optimiert, um den bestmöglichen Wirkungsgrad des Antriebssystems zu gewährleisten [Blu12].

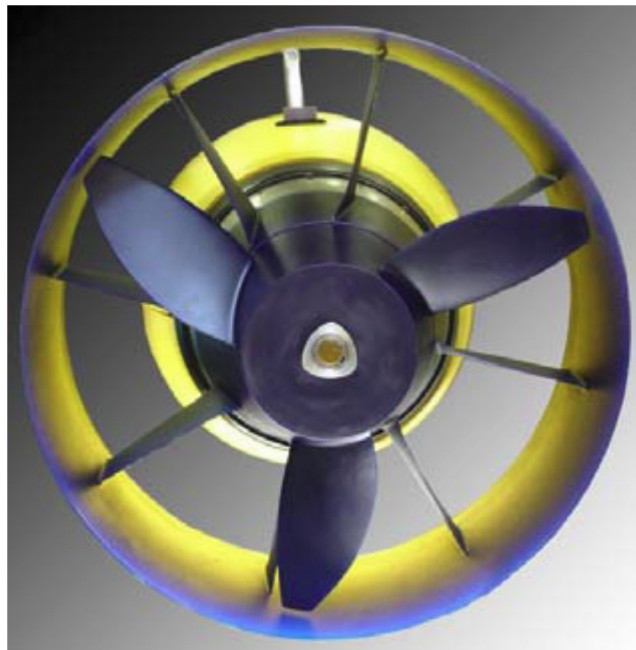


Abb. 2-19 Profilierte Düse des Düsenpropellers eines Bluefin A12“ AUVs [Pan09]

3 Theoretische Grundlagen

Im Rahmen dieser Arbeit wurden sowohl ein Hauptmanövriersystem in Form einer Ruderanlage mit beweglichen Leitflächenrudern als auch ein neuartiges Querstrahlssystem als Hilfsmanövriereinrichtung für das AUV entwickelt und aufgebaut. Weiterhin wurde eine Propellerdüse entworfen und gefertigt. Die Grundlagen zur Funktionsweise der einzelnen Systeme sowie zu deren Auslegung, werden in diesem Kapitel dargestellt.

3.1 Grundlagen zum Hauptmanövriersystem

Das Steuern des Fahrzeugs erfolgt durch die am Ruder entstehenden hydrodynamischen Kräfte. Ist das Ruder nicht angestellt, das heißt, die Symmetrieebene des Ruders ist parallel zur Richtung der Anströmung, entsteht am Ruder durch den Strömungswiderstand eine Kraft in Richtung der Strömung.

Wird das Ruder um einen Winkel δ_R zur Strömungsrichtung angestellt (siehe Abbildungen 3-1 und 3-2), entsteht eine weitere Kraftkomponente am Ruder, die quer zur Anströmrichtung wirkt und Kursänderungen des Fahrzeugs durch das Auslenken des Hecks in Richtung der Kraft bewirkt. Da sich die Größe dieser Kraft in einem bestimmten Bereich annähernd proportional zum Anstellwinkel des Ruders verhält, lässt sich damit die Intensität des Manövers steuern.

Die kursstabilisierende Wirkung des sich in Nulllage befindlichen Ruders, bezogen auf die Fahrzeuglängsachse, ist ebenfalls auf die Ruderquerkraft zurückzuführen. Diese entsteht, wenn das Fahrzeug einen Driftwinkel zur Bewegungsrichtung einnimmt, so dass das Ruder unter einem Winkel angeströmt wird. Die Ruderquerkraft erzeugt ein Giermoment auf das Fahrzeug, welches dem Driftwinkel entgegenwirkt und sich betragsmäßig annähernd proportional zu diesem verhält. Das hat den Vorteil, dass bei kleinen Driftwinkeln kleine Momente auf das Fahrzeug wirken und bei eventuellem Überschwingen in die entgegengesetzte Richtung ebenfalls ein entgegen der Kursstörung wirkendes Moment entsteht. Das Fahrzeug verhält sich auf diese Weise selbststabilisierend in Bewegungsrichtung, was als Kurs- oder Gierstabilität bezeichnet wird.

Ein im Bug angeordnetes Ruder würde in umgekehrter Weise destabilisierend auf das Fahrzeug wirken, da dabei das Giermoment in Richtung des Driftwinkels wirkt und diesen damit vergrößern würde. Zusätzlich würde das Giermoment mit größerem Driftwinkel zunehmen, so dass bereits eine kleine Kursstörung das Fahrzeug zu einem schnellen und unkontrollierbaren Wendemanöver zwingen würde.

Als aktive Kursstabilität wird die stabilisierende Wirkung des Ruders bezeichnet, welche durch kurzzeitiges Anstellen des Ruders um kleine Winkel entsteht und so das Nachregeln des Kurses ermöglicht. Bei modernen Schiffen und Unterwasserfahrzeugen sorgen vollautomatische Kursregler für einen konstanten Kurs. Je schlechter bei einem Fahrzeug die Kurssta-

bilität ist, desto mehr Bewegungen muss das Ruder ausführen, um ausreichend genau den Kurs zu halten. Ein schnellerer Verschleiß der Ruderanlagenteile und ein erhöhter Energiebedarf sind in solchen Fällen die Folge.

Für die quer zur Strömungsrichtung wirkende hydrodynamische Kraftkomponente eines Ruders ist der Begriff Auftrieb üblich. Das liegt darin begründet, dass die Grundlagen der Ruderforschung sich aus der Tragflächenforschung in der Aeronautik entwickelten und der gleiche physikalische Effekt sowohl für die Steuerwirkung des Ruders als auch für den Auftrieb eines Tragflügels verantwortlich ist. Bei herkömmlichen Schiffs- und Bootsrudern sowie bei Seitenrudern von Unterwasserfahrzeugen ist die Bezeichnung Quertrieb (als F_Q in der Abbildung 3-1 dargestellt) treffender, so dass der Begriff Quertriebskörper in der Literatur für Schiffsruder anzutreffen ist. An heckseitigen Tiefenrudern erzeugt der eigentliche Auftrieb F_A mit dem Hebelarm a_N ein Nickmoment M_N , wie es in der Abbildung 3-1 dargestellt ist und bewirkt so eine Fahrzeugneigung zum Tauchen. Werden die Tiefenruder in die entgegengesetzte Richtung angestellt, erzeugen sie Untertrieb und neigen das Fahrzeug zum Auftauchen.

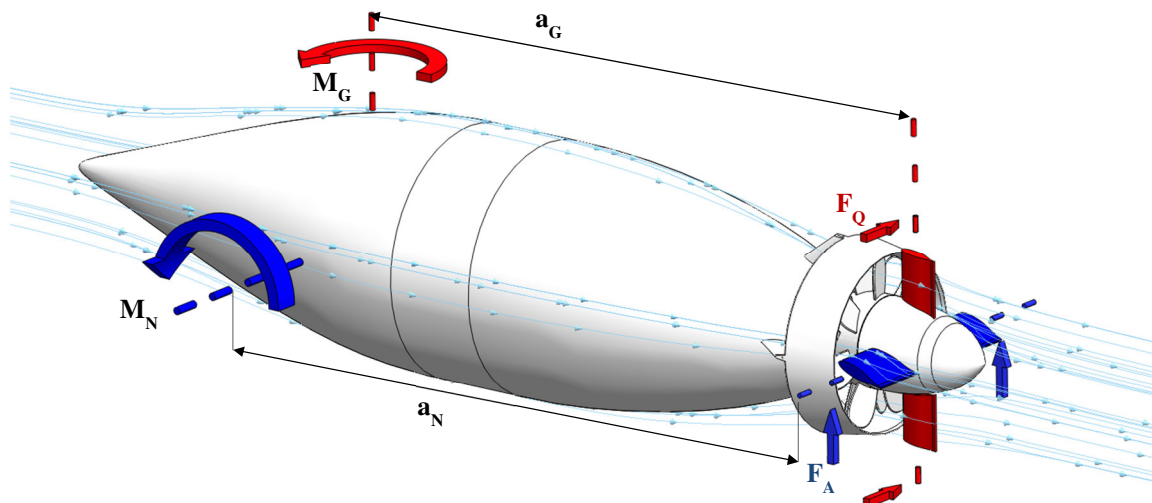


Abb. 3-1 Auftrieb am Tiefenruder und Quertrieb am Seitenruder eines Unterwasserfahrzeugs

Da im Folgenden das Ruder unabhängig vom Gesamtsystem betrachtet wird, findet der allgemeingültige Begriff Auftriebskraft F_a Verwendung für die quer zur Strömungsrichtung wirkende hydrodynamische Kraft.

Die Entstehung der Auftriebskraft ist auf die Wirkung einer Druckdifferenz zwischen den beiden Ruderseiten zurückzuführen. Diese Druckdifferenz stellt sich aufgrund der Umströmung der beiden Ruderseiten mit unterschiedlichen lokalen Geschwindigkeiten ein und lässt sich durch den in der Bernoulli-Gleichung formulierten antiproportionalen Zusammenhang zwischen der Strömungsgeschwindigkeit und dem wirkenden statischen Druck erklären, siehe Formel (3-18).

Die Abbildung 3-2 veranschaulicht an einem Ruderquerschnitt qualitativ die auf die Ruderoberfläche wirkende Druckverteilung, wobei der Abstand der Druckkurve zur x-Achse die Druckdifferenz Δp zum umgebenden Normaldruck p_0 an der Stelle x des Ruders darstellt.

Die rote Kurve hat ein positives Vorzeichen, so dass diese den Überdruck auf der Druckseite bezeichnet. Die blaue Kurve mit negativem Vorzeichen repräsentiert den Unterdruck auf der Saugseite. Der entstehende Unterdruck auf der Saugseite des Ruders ist betragsmäßig größer als der Überdruck auf der Druckseite, wodurch die Druckseite einen kleineren prozentualen Anteil zum Auftrieb beiträgt.

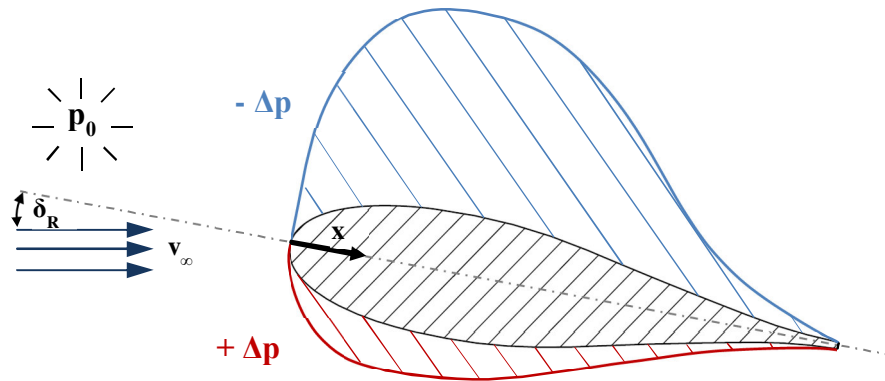


Abb. 3-2 Druckverteilung am Querschnitt eines zur Strömungsrichtung angestellten Ruders

Ein Teil der Widerstandskraft am Ruder ist ebenfalls auf die Geschwindigkeitsunterschiede vor und hinter dem umströmten Körper und auf die daraus resultierenden Druckdifferenzen zurückzuführen. Dieser wird als Druckwiderstand bezeichnet, während der Reibungswiderstand einen weiteren Anteil an der Widerstandskraft verursacht.

Der Reibungswiderstand entsteht durch die von der Adhäsion (intermolekulare Wechselwirkungen des Fluids zur benetzten Oberfläche eines Körpers oder eines weiteren Fluids) und der Kohäsion (Wechselwirkung der Fluidteilchen untereinander) verursachten Reibungsverluste, die als Schubspannungen auf der Körperoberfläche in Richtung der lokalen relativen Strömung wirken.

Ferner bilden sich hinter dem Ruder Wirbelsysteme aus, die zu Energieverlusten führen und dadurch ebenfalls einen Anteil der Widerstandskraft des Ruders bilden. Dieser wird als induzierter Widerstand bezeichnet.

Eine detaillierte Erörterung zur Entstehung der hydrodynamischen Kräfte an Rudern und Tragflächen ist beispielsweise in folgenden Büchern zu finden [Mar82], [Bös07], [Her08].

3.1.1 Randumströmung

Der für die auftriebserzeugende Wirkung des Ruders verantwortliche Druckunterschied zwischen den beiden Ruderseiten erzeugt an den Ruderenden eine Ausgleichsströmung von der Druckseite zur Saugseite des Ruders. Durch Überlagerung mit der Anströmung bildet sich stromabwärts hinter dem Ruder ein dreidimensionales Wirbelsystem. Das hat durch den Druckausgleich eine kleinere Druckdifferenz und dadurch einen Auftriebsverlust zur Folge. Die Induzierung der Wirbelsysteme erfordert einen Energieaufwand, der sich als zusätzlicher Widerstand äußert. Da die Effizienz von Rudern und Tragflächen als Verhältnis des Auftriebs

zum Widerstand betrachtet werden kann, beeinträchtigt sowohl der zusätzliche induzierte Widerstand als auch der Auftriebsverlust die Effizienz. Die Abbildung 3-3 veranschaulicht schematisch die Entstehung dieser Wirbelsysteme.

Um eine gute Wirksamkeit zu gewährleisten, ist bei der Auslegung eines Ruders darauf zu achten, dass das Streckungsverhältnis Λ von Ruderhöhe oder Spannweite b zur Profillänge oder Ruderbreite c möglichst groß gewählt wird, da hierdurch das Verhältnis der wirksamen Ruderfläche zu den Randumströmungseffekten bestimmt wird. In der Abbildung 3-6 sind die beiden Größen aufgetragen, die das Streckungsverhältnis laut der Formel (3-1) bestimmen [Thi62a], wobei nur im Fall eines rechteckigen Ruderumrisses das einfache Verhältnis von Ruderhöhe zur Profillänge zutrifft.

$$\Lambda = \frac{b}{c} = \frac{b^2}{A_R} \quad (3-1)$$

Anderenfalls ergibt die gemittelte Ruderhöhe b zum Quadrat im Verhältnis zur Ruderfläche das Streckungsverhältnis. Für Schiffsruder werden Streckungsverhältnisse von 0,5 bis 3 verwendet [Thi55], wobei 0,7 als minimales Verhältnis empfohlen wird [Thi62a].

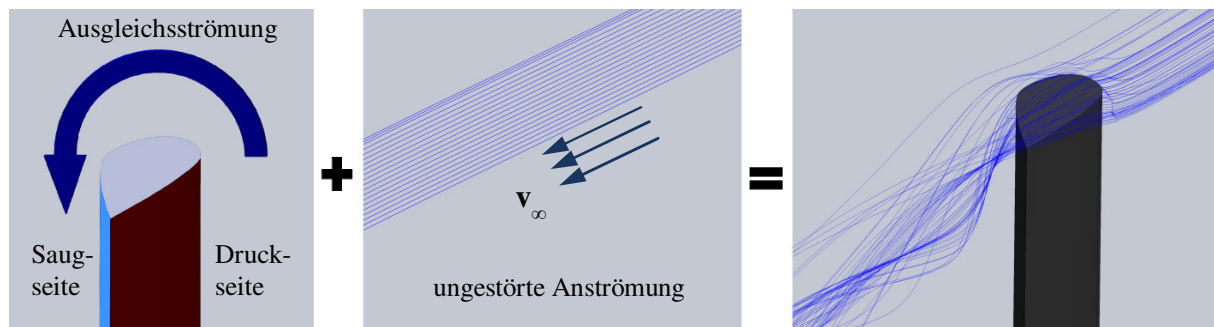


Abb. 3-3 Entstehung der durch Randumströmung induzierten Wirbel

Seitenruder der oben beschriebenen umgedrehten T-Anordnung erfüllen dieses Kriterium besser im Vergleich zu den Kreuzanordnungen, da bei Kreuzanordnungen die gesamte Seitenruderfläche auf mehrere Einzelruder verteilt ist, die jeweils zwei Ruderenden aufweisen. Durch geeignete konstruktive Maßnahmen, welche die Randumströmung an den Ruderenden eindämmen, kann das effektive Streckungsverhältnis im Vergleich zum eigentlichen geometrischen Streckungsverhältnis vergrößert werden. Beispiele hierfür sind scharf ausgeführte Kanten an stumpfen Ruderenden, das Anordnen des zum Fahrzeugrumpf zeigenden Ruderendes (Ruderwurzel) mit nur kleinem Spalt zum Rumpf oder das Anbringen von Endscheiben an dem freien Ruderende (Rudersohle) [Sch88]. Die Abbildung 3-4 zeigt ein Ruder von Becker Marine Systems GmbH & CO. KG, welches sowohl an der Rudersohle als auch an der Ruderwurzel jeweils eine Endscheibe besitzt. Ein höheres effektives Streckungsverhältnis hat größere Steuerkräfte der Ruder insbesondere bei kleineren Anstellwinkeln zur Folge.

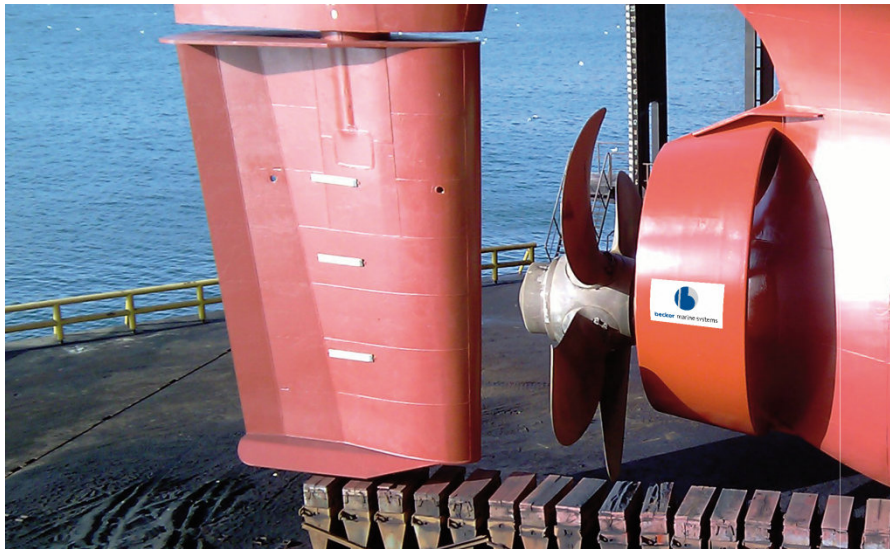


Abb. 3-4 Endscheiben an beiden Ruderenden zur Reduzierung der Randumströmung [BMS12b]

3.1.2 Profiltheorie

Sowohl für das Ruder als auch für den Tragflügel ist es von Vorteil, eine möglichst große Auftriebskraft bei möglichst kleiner Widerstandskraft zu generieren. Speziell dafür entwickelte Körperformen erreichen mehr als zehnfach höhere Auftriebskräfte im Vergleich zum erzeugten Widerstand. Im einfachsten Fall haben Ruder und Tragflächen einen konstanten Querschnitt, der in einer Richtung um eine endliche Länge ausgetragen ist. Die Querschnittsform wird als Ruder- oder Tragflächenprofil bezeichnet. Neben vielen Faktoren, wie der Größe oder dem Streckungsverhältnis der projizierten Ruderfläche, hat die Form des Ruderprofils einen erheblichen Einfluss auf die Eigenschaften eines Ruders.

Um diesen Einfluss im Detail zu untersuchen, ist eine Vereinfachung des Systems Ruder auf den zweidimensionalen Fall üblich, welcher die ebene Umströmung des Ruderprofils darstellt. In diesem vereinfachten Modell des Ruders ist im Wesentlichen die Form des Ruderprofils entscheidend für die Größe der hydrodynamischen Kraftkomponenten. Diese Betrachtungsweise wird unter dem Begriff Profiltheorie zusammengefasst.

Die Abbildung 3-5 veranschaulicht das ebene Modell, welches der Profiltheorie zugrunde liegt. Darin ist v_∞ definitionsgemäß die Strömungsgeschwindigkeit der ungestörten Anströmung. Da die lokalen Strömungsgeschwindigkeiten in Profilnähe bei unterschiedlichen Ruderprofilen und auch bei unterschiedlichen Anstellwinkeln gleicher Profile bei gleicher Anströmungsgeschwindigkeit unterschiedlich groß sind, wird immer v_∞ als Bezugsgröße verwendet, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Das Ruder wird dabei ortsfest betrachtet, so dass v_∞ ebenfalls der Relativgeschwindigkeit zwischen dem Fluid und dem umströmten Körper entspricht.

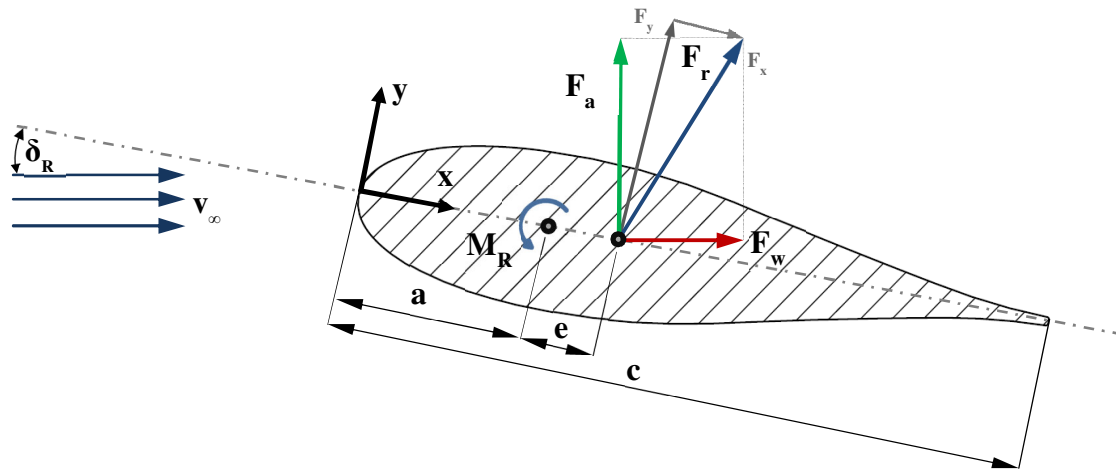


Abb. 3-5 Hydrodynamische Kräfte am angestellten Ruder, nach [Kra88]

Die resultierende Kraft F_r ist die als Folge der Anströmung auf das Ruder wirkende Kraft. Sie wird in die quer zur Strömungsrichtung wirkende Kraftkomponente, die Auftriebskraft F_a und die in Strömungsrichtung wirkende Kraftkomponente, die Widerstandskraft F_w zerlegt. Die Kraftkomponenten F_x und F_y sind die entsprechenden Kraftkomponenten in einem ruderfesten Koordinatensystem. Die Ruderwelle steht üblicherweise senkrecht zum Ruderprofil und die Ruderwellenposition ist durch den Abstand a von der Rudervorderkante gegeben. Aufgrund des Abstands e zwischen dem Kraftangriffspunkt und der Lage der Ruderwelle in dem Profil entsteht ein Ruderwellenmoment M_R , dessen Größe dem Produkt der Kraftkomponente F_y und dem Hebelarm e entspricht. Meistens wird der Abstand a so gewählt, dass das Rudermoment möglichst klein wird. Ein so aufgebautes Ruder wird als Balance-Ruder bezeichnet.

Ein Ruder mit unendlicher Ausdehnung der Ruderhöhe hätte in allen Querschnitten die gleiche, dem zweidimensionalen Fall entsprechende Umströmung. Ein reales Ruder mit endlicher aber ausreichend langer Ruderhöhe besitzt Querschnitte, in denen die Umströmung ebenfalls dem ebenen Fall entspricht, sobald sich der Querschnitt so weit entfernt vom Ruderende befindet, dass die Strömung dort von den dreidimensionalen Randumströmungen nicht beeinflusst wird.

In einem Versuchsaufbau lässt sich die zweidimensionale Ruderumströmung ausreichend genau nachbilden, indem man die Ruderenden mit zwei parallelen Platten abschließt, so wie es in der Abbildung 3-6 dargestellt ist. Auf diese Weise lassen sich die Eigenschaften von Ruderprofilen experimentell bestimmen, da die Randumströmungen so weitestgehend unterdrückt werden. Der für die Messungen der hydrodynamischen Kräfte benötigte Spalt zwischen dem Ruder und den beiden begrenzenden Platten hat bei genügender Ruderhöhe und geringer Spalthöhe einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Eigenschaften des Ruders. Durch solche Versuche werden seit vielen Jahrzehnten von verschiedensten Institutionen Untersuchungen durchgeführt, bei denen die hydro- und aerodynamischen Eigenschaften von Ruder- und Tragflächenprofilen ermittelt werden, mit dem Ziel, die Form der Profile immer weiter zu verbessern und Entwurfsgrundlagen für den Anwender bereitzustellen.

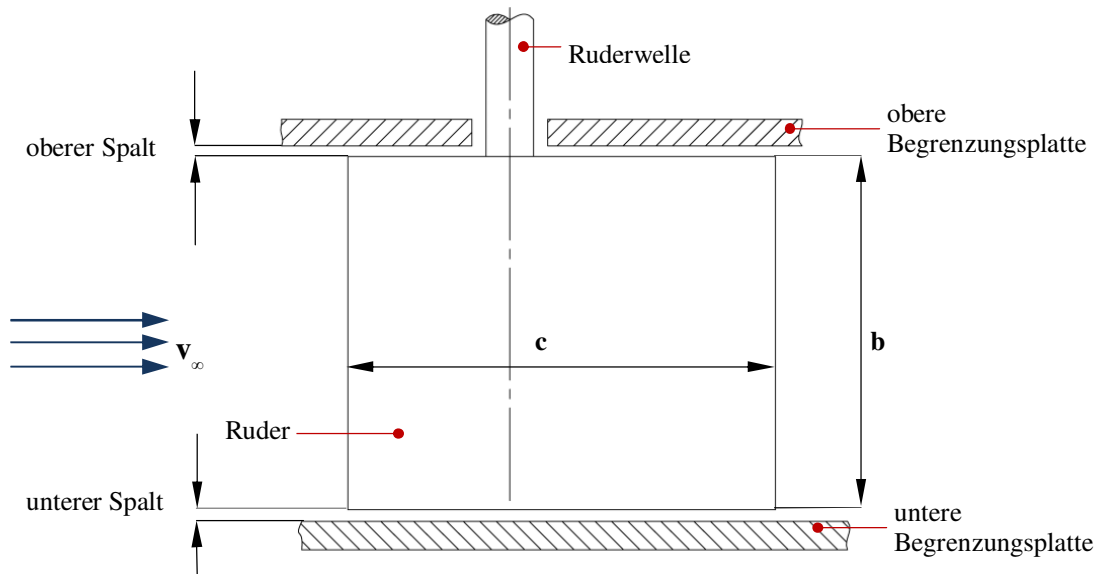


Abb. 3-6 Quasi-zweidimensionale Messanordnung für Ruder

3.1.3 Kennzahlen von Ruderprofilen

Die bei experimentellen Versuchen gemessenen Kräfte werden durch einheitslose Beiwerte mit der Ruderfläche A_R und dem Staudruck $\frac{1}{2} \cdot v_\infty^2 \cdot \rho$ der Anströmgeschwindigkeit so normiert, dass für beliebige Rudergrößen bei beliebigen Anströmgeschwindigkeiten die absoluten hydrodynamischen Kräfte berechnet werden können [Sch88]. Diese Kräfte werden beispielsweise bei der Festigkeitsberechnung von Ruderanlagenkomponenten oder zur Dimensionierung der Rudermaschine benötigt.

$$c_a = F_a \cdot \frac{2}{\rho \cdot A_R \cdot v_\infty^2} \quad (3-2)$$

$$c_w = F_w \cdot \frac{2}{\rho \cdot A_R \cdot v_\infty^2} \quad (3-3)$$

$$c_{M25} = M_R \cdot \frac{2}{c \cdot \rho \cdot A_R \cdot v_\infty^2} \quad (3-4)$$

Der Beiwert für das Drehmoment c_{M25} wird neben der Ruderfläche und dem Staudruck zusätzlich mit der Profillänge c normiert. Die Zahl 25 im Index gibt die Position der Ruderwelle a (siehe Abbildung 3-5) als prozentualen Anteil der Profillänge c an. In der Literatur lassen sich meist Momentbeiwerte finden, die wie in dem dargestellten Beispiel auf ein Viertel der Profillänge als Ruderwellenposition bezogen sind. Mit Hilfe von trigonometrischen Beziehungen und Vektoroperationen lassen sich Formeln zur Ermittlung des Drehmomentbeiwerts für jede beliebige Position bei einer Verschiebung der Ruderwelle herleiten. In den Gleichun-

gen (3-5) bis (3-7) ist beispielhaft die Umrechnung des Momentbeiwerts bei einer Verschiebung der Ruderwellenposition um zehn Prozent der Profillänge in Richtung der Ruderhinterkante gezeigt.

$$c_y = c_a \cdot \cos(\delta_R) + c_w \cdot \sin(\delta_R) \quad (3-5)$$

$$e = \frac{c_{M25}}{c_y} \cdot c \quad (3-6)$$

$$c_{M35} = c_{M25} \cdot \left[1 - (0,35 - 0,25) \cdot \frac{c}{e} \right] \quad (3-7)$$

In etlichen Veröffentlichungen lassen sich Daten zu Ruder- und Tragflächenprofilen finden, die neben der Profilform auch die hydrodynamischen Beiwerte enthalten. Diese werden über dem der Messung zugrundeliegenden Anstellwinkel des Profils aufgetragen.

Das Diagramm in der Abbildung 3-7 zeigt einen Verlauf der Beiwerte über dem Anstellwinkel eines Ruderprofils. Es ist ein annähernd linearer Verlauf des Auftriebsbeiwerts mit Nulldurchgang zu erkennen, der für ein symmetrisches Profil typisch ist. Einsatzbedingt müssen Ruder bei positiver und negativer Anstellung um den gleichen Winkel entgegengesetzte Auftriebskräfte gleicher Beträge erzeugen. Aus diesem Grund sind alle Ruderprofile bis auf Spezialfälle symmetrisch.

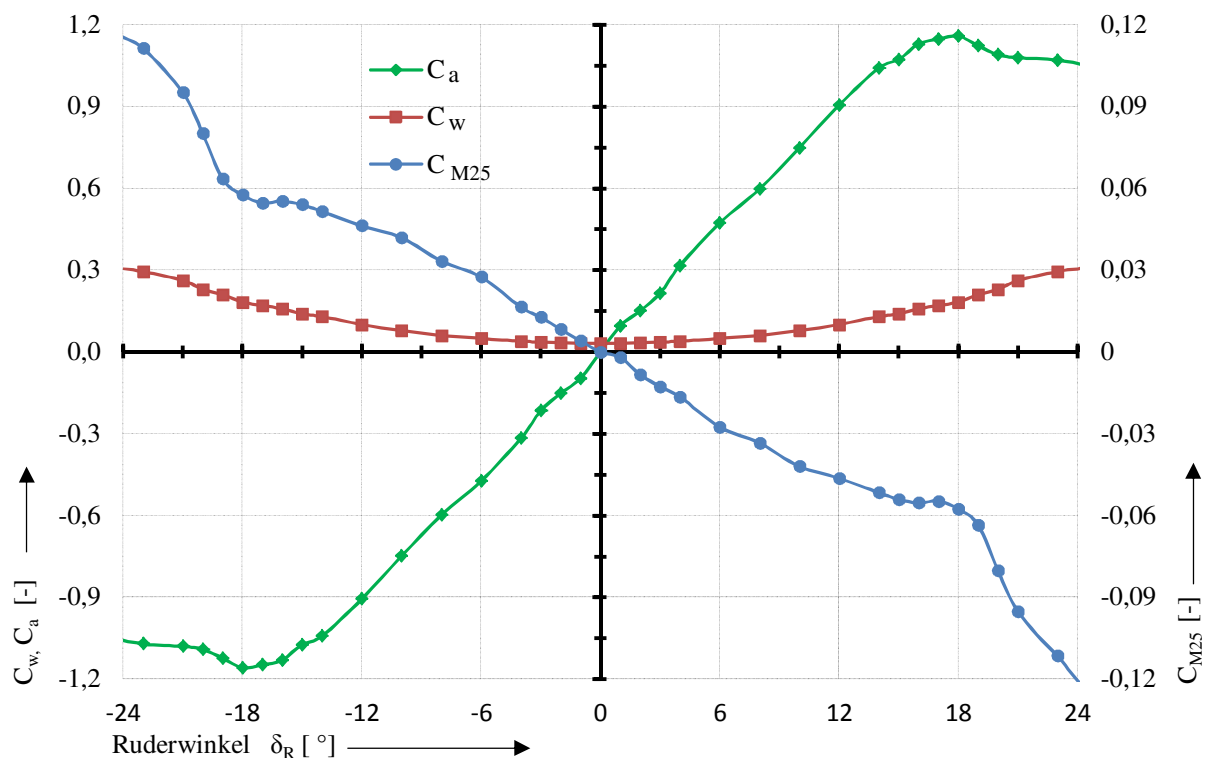


Abb. 3-7 Hydrodynamische Beiwerte in Abhängigkeit vom Anstellwinkel des Ruders, abgeleitet aus Messungen am Strömungskanal K 27, vgl. Kapitel 4.1.6

Ab einem Winkel von ca. 18 Grad bricht der lineare Verlauf im gezeigten Diagramm sowohl bei negativen als auch bei positiven Anstellwinkeln ein, was auf den einsetzenden Strömungsabriss zurückzuführen ist. Der Strömungsabriss ist der plötzliche Übergang von einer am Profil weitgehend anliegenden Umströmung mit Ablösung nahe der Ruderhinterkante zu einer auf der Rudersaugseite stark verwirbelten Umströmung, wobei der Ablösepunkt am Ruderprofil sich weit stromaufwärts verlagert.

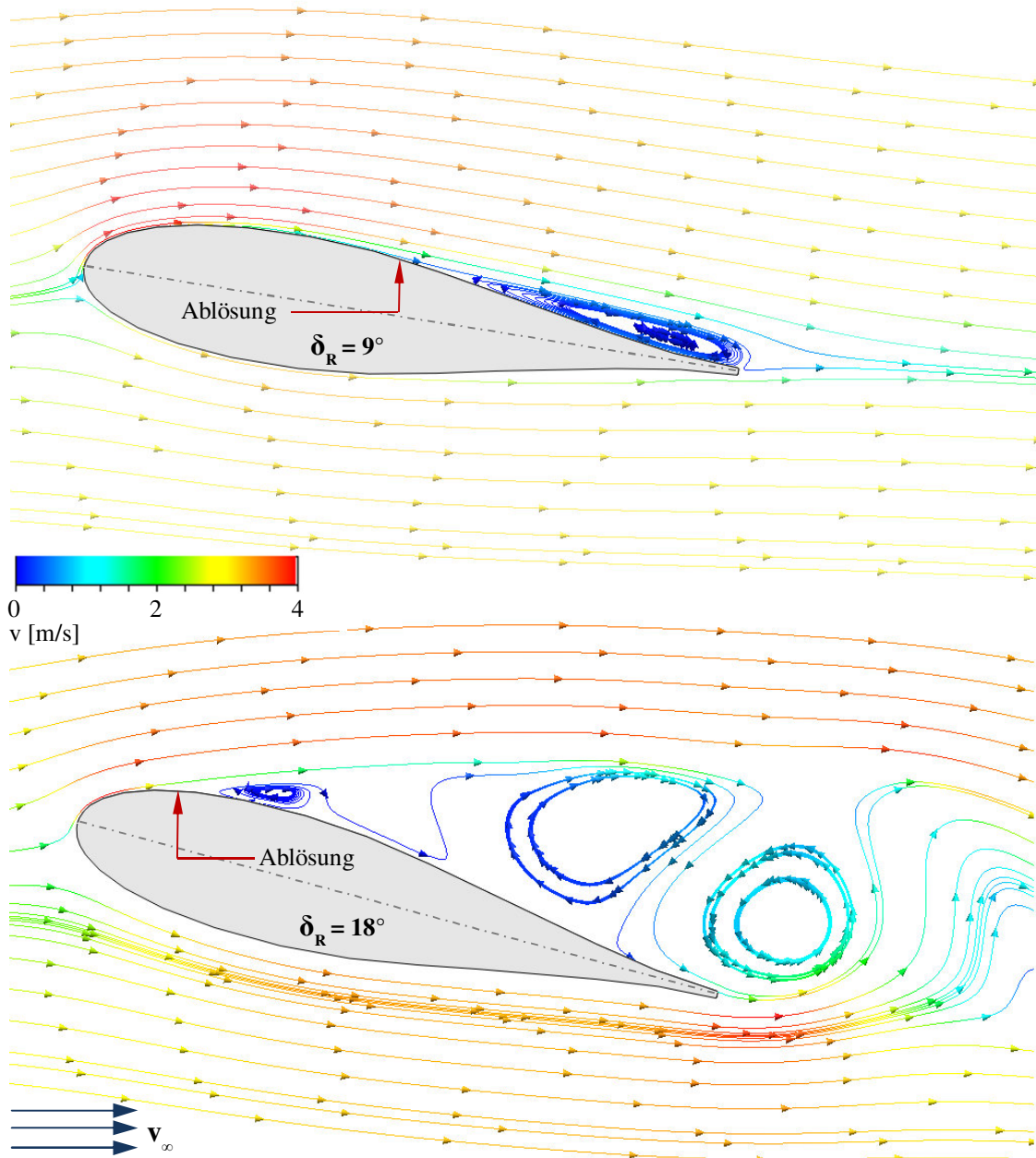


Abb. 3-8 Strömungsablösung an der Rudersaugseite bei zwei verschiedenen Anstellwinkeln

In der Abbildung 3-8 ist die Umströmung eines Ruderprofils bei zwei unterschiedlichen Anstellwinkeln gezeigt. Bei dem um neun Grad angestellten Ruderprofil löst die Strömung hinter den vorderen zwei Dritteln der Profillänge ab. Das sich dadurch ausbildende Wirbelsystem ist bei diesem Anstellwinkel stationär und besitzt eine kleine Ausdehnung quer zur Anströmrich-

tung. Dadurch ergibt sich eine stabile Umströmung des Profils, bei der stromabwärts hinter dem Wirbelsystem wieder eine Parallelströmung ausgebildet wird.

Eine weitere Erhöhung des Anstellwinkels verursacht noch stärkere Verwirbelungen auf der Saugseite des Ruders, die ihrerseits einen Strömungsabriss verursachen. Die Ausdehnung des Wirbelsystems quer zur Hauptströmungsrichtung steigt sprunghaft an und verhindert die Ausbildung einer Parallelströmung hinter dem Ruder, so dass ein Totwassergebiet entsteht. Die Saugseitenwirkung fällt dabei vollständig weg, so dass nur noch die Druckseitenwirkung zum Auftrieb beiträgt. Die Folge ist eine drastische Abnahme des Auftriebs und eine Zunahme des Widerstands. Des Weiteren wandert der Kraftangriffspunkt in Richtung der Hinterkante ab, was mit einem erhöhten Ruderwellenmoment einhergeht. Die Umströmung des gleichen Ruderprofils bei einem Anstellwinkel von 18 Grad ist ebenfalls in der Abbildung 3-8 gezeigt. Hier erfolgt die Strömungsablösung bereits im vorderen Drittel des Ruderprofils. Stromabwärts ist das als Totwasser bezeichnete Wirbelsystem zu erkennen, dessen Ausdehnung in Richtung der Profilhinterkante zunimmt, so dass die Ausbildung einer Parallelströmung hinter dem Ruderprofil verhindert wird. Der Anstellwinkel, bei dem dieser Umschlag der Umströmung eintritt, wird kritischer Winkel δ_{RK} genannt.

Die Anwendbarkeit der hydrodynamischen Beiwerte auf Strömungskörper mit anderem Maßstab ist nur unter der Berücksichtigung von Modell- und Ähnlichkeitsgesetzen gewährleistet. So sind eine Reihe an Kennzahlen definiert, die abhängig von der Geometrie und der Anströmparameter berechnet werden. Wird beispielsweise der geometrische Maßstab geändert, müssen die Strömungsparameter so angepasst werden, dass die relevanten Kennzahlen in beiden Maßstäben übereinstimmen, damit man die Ergebnisse der Messungen von einem Maßstab auf den anderen übertagen kann.

Üblicherweise wird bei Ruderversuchen die Reynoldszahl verwendet, um Maßstabseffekte auszuschließen oder abschätzen zu können. Die Reynoldszahl ist als das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Zähigkeitskräften definiert und beschreibt das Turbulenzverhalten geometrisch ähnlicher Strömungskörper.

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} \quad (3-8)$$

In der Formel (3-8) ist die Bildungsvorschrift für die Reynoldszahl aufgezeigt [Thi55]. Bei Ruderuntersuchungen wird für die dort verwendete charakteristische Länge l die Profillänge c des Ruders eingesetzt, während v die Anströmgeschwindigkeit und ν die kinematische Viskosität des Fluids ist. Die Reynoldszahl des Rudermodells im Versuch und die Reynoldszahl der Großausführung des Ruders sollten nach Möglichkeit gleich groß sein. Bei der Auslegung von Rudern für große und schnelle Schiffe ist es meistens jedoch nicht realisierbar, da sowohl die hohe Anströmgeschwindigkeit am Ruder als auch die große Profillänge eine im Modellversuch nicht erreichbar hohe Reynoldszahl zur Folge haben.

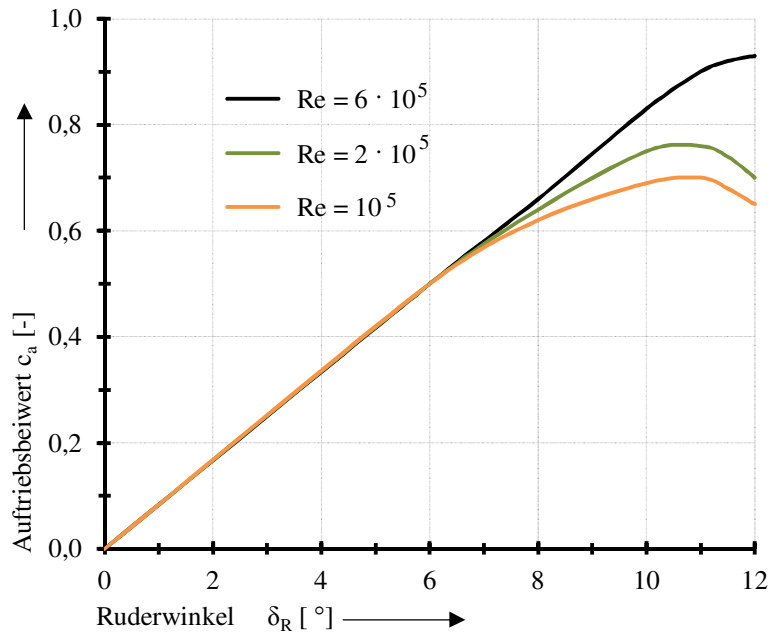


Abb. 3-9 Auftriebsbeiwert-Kennlinien eines Profils bei verschiedenen Reynoldszahlen, nach [Bös07]

In der Literatur lässt sich für Ruderversuche die Empfehlung finden, dass die Reynoldszahl von $2 \cdot 10^5$ nicht unterschritten werden sollte [Thi55], [Hei04a], da sich sonst eine teillaminare Umströmung am Versuchsruder ausbilden kann und somit eine Übertragbarkeit der Messergebnisse auf turbulente Umströmungen, wie sie im Anwendungsfall fast ausschließlich anzutreffen sind, nicht gewährleistet ist. Um die Maximalauftriebsbeiwerte zu ermitteln, sind Reynoldszahlen im Bereich von 10^6 und höher notwendig.

Wie die Abbildung 3-9 zeigt, nimmt der Maximalwert des Auftriebsverlaufs mit steigender Reynoldszahl zu. Das liegt daran, dass der Strömungsabriss bei größeren Reynoldszahlen erst bei größeren Anstellwinkeln erfolgt.

3.1.4 Entwurfsprinzipien für Ruderprofile

Die bekannteste und umfassendste Datensammlung zu Tragflächenprofilen bildet das Werk von zwei ehemaligen NASA-Mitarbeitern, welches im Gründungsjahr der Organisation im Jahre 1958 in der zweiten überarbeiteten Auflage erschien [Abb59]. Die erste Auflage wurde im Jahre 1949 von denselben Autoren als Ergebnis der seit den 1930er Jahren laufenden Forschungen zu Tragflächenprofilen der Vorgängerorganisation NACA verfasst.

Obwohl die nach der Organisation benannten NACA-Profile für den Einsatz in der Luftfahrt entwickelt wurden, werden sie häufig für Schiffsruder verwendet, sofern es sich um symmetrische Profile handelt. Die Tragflächenprofile wurden in Windkanälen vermessen, da Luft auch das natürliche Medium für die Luftfahrt ist. Die Übertragung der so gemessenen Daten auf Ruder ist mit einer etwa fünfzehnfach höheren kinematischen Viskosität und einer fast tausendfach kleineren Dichte des Fluids Luft im Vergleich zum Wasser verbunden.

Es gibt ferner Unterschiede in den Anforderungen an ein Schiffsruderprofil und an ein Tragflächenprofil. Beispielsweise ist die Forderung nach geringer Widerstandskraft einer Tragfläche bei einem Schiffsruder nicht so relevant, da diese gegenüber der Gesamtwiderstandskraft des Schiffs vernachlässigbar klein ist. Des Weiteren werden Kavitationsprobleme bei Luftfahrtprofilen nicht behandelt. Bei der Entwicklung eines Schiffsruderprofils können also größere Widerstandskräfte zu Gunsten höherer Auftriebswerte und geringerer Kavitationsneigung hingenommen werden.

Aus diesem Grund wurden auch speziell für Schiffsruder Profile und Profildfamilien entwickelt. Dazu zählen die am ehemaligen Institut für Schiffbau der Universität Hamburg entwickelten IFS-Profile. Kenndaten zu einigen IFS-Profilen sind in den beiden Quellen [Thi62a] und [Kwi70] aufgeführt. Ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal dieser Profile sind die als Hohlflanken bezeichneten negativen Krümmungen hinter der dicksten Stelle des Ruderprofils, die größeren Nasenradien und die plattenartig auslaufenden Ruderenden, siehe Abbildung 3-10.

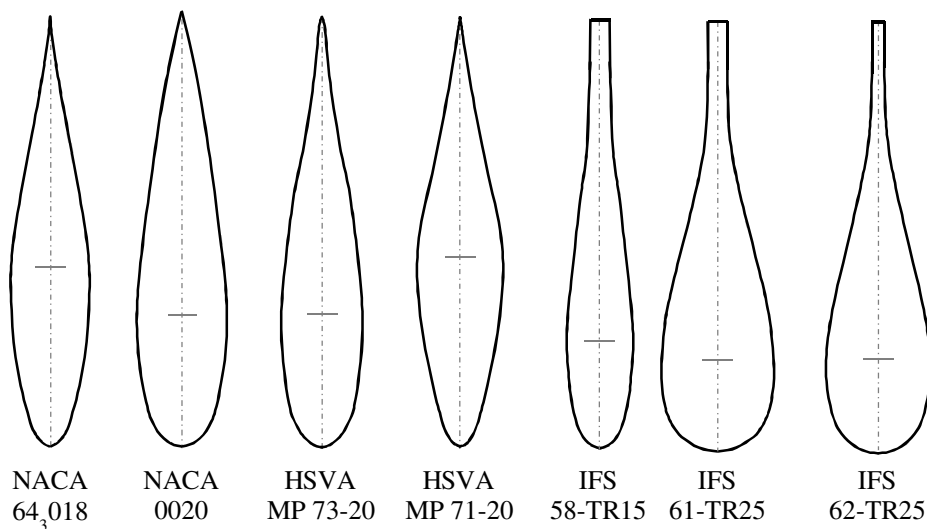


Abb. 3-10 Häufig verwendete Profile für Schiffsruder, nach [Bri93]

Auch der Großteil an Kenndaten zu speziell für Schiffsruder entwickelten Profile wurde an den Schiffsbauinstituten aus Windkanalmessungen gewonnen, da mit Wasser betriebene Strömungskanäle sehr viel aufwendiger, teurer und wartungsintensiver sind.

Weitere Schiffsruderprofile wurden an den Schiffsversuchsanstalten in Potsdam (SVA) und in Hamburg entwickelt (HSVA). Hierzu zählen beispielsweise auch die Mischprofile (HSVA-MP und MP SVA), deren Form im vorderen Bereich des Profils sich an die NACA-Profile anlehnt und im hinteren Bereich den IFS-Profilen nachempfunden ist. Umfassende Versuche mit Mischprofilen wurden unter der Leitung von A. Kracht durchgeführt [Kra88].

Die HSVA- und SVA-Mischprofile gelten als die modernsten und effektivsten Standard-Ruderprofile in der Schifffahrt, wenngleich noch einige Sonderformen existieren, deren Eigenschaften noch besser sind. In der Abbildung 3-10 sind einige Beispielp Profile aus den oben erwähnten Ruderprofilfamilien zum Vergleich ihrer Formeigenschaften dargestellt.

Die mathematische Beschreibung der Profilform erfolgt meist durch eine endliche Anzahl an X-Y Koordinaten, die unter Zusatzangaben, wie Krümmungsradien an signifikanten Stellen, die Dickenverteilung des Profils ergeben. In manchen Fällen ist auch eine stetige Funktion $y(x)$ gegeben.

Die meisten Profildaten haben eine Systematik bei der Benennung der einzelnen Profile, so dass markante Profildaten in der Profilbezeichnung zu finden sind. Die maximale Profildicke und die x- Koordinate dieser Stelle (Dickenrücklage) sind beispielsweise im Profilename von vierstelligen NACA- Profilen als Prozentsatz der Profillänge c codiert.

Zur Systematik der mathematischen Beschreibung von Ruderprofilen sind folgende Veröffentlichungen zu empfehlen [Thi52b], [Kwi62], [Kwi63] und [Kwi68].

3.1.5 Hochleistungsrunder

Vergleicht man die Auftriebsbeiwerte von konventionellen Ruderprofilen mit den Werten von Tragflächenprofilen, wird deutlich, dass Tragflächenprofile wesentlich höhere Maximalauftriebsbeiwerte erreichen. Insgesamt lassen sich mit Standard-Tragflächenprofilen Maximalauftriebsbeiwerte von 2 und höher erreichen, während Auftriebsbeiwerte von herkömmlichen Ruderprofilen der Wert 1,2 selten überschreiten.

Dieser Unterschied zeigt, dass bei der Rudergestaltung ein hohes Verbesserungspotential vorhanden ist. Als Konsequenz dieser Überlegungen wurden als Hochleistungsrunder bezeichnete Sonderformen entwickelt, die deutliche Verbesserungen der Ruderwirkung im Vergleich zu konventionellen Rudern aufweisen.

Gewöhnliche Ruderprofile haben einen entscheidenden Nachteil gegenüber Tragflächenprofilen, denn Tragflächenprofile können so gestaltet werden, dass sie einen möglichst hohen Auftrieb in einer Richtung aufweisen, weil die Auftriebserzeugung in der entgegengesetzten Richtung für die Anwendung einer Tragfläche unnötig ist.

Dadurch lassen sich die Form der Saugseite und der Druckseite unabhängig voneinander optimieren, um eine bestmögliche Druckwirkung auf der unteren Druckseite und bestmögliche Saugwirkung auf der oberen Saugseite zu erreichen. Ferner bewirkt eine Wölbung des Profils ebenfalls eine Vergrößerung der Auftriebsbeiwerte.

Die Abbildung 3-11 veranschaulicht die Auswirkung einer Wölbung des Profils und einer asymmetrischen Dickenverteilung auf den Verlauf des Auftriebsbeiwerts über dem Ruderwinkel. In beiden Fällen verschiebt sich die Kennlinie zu größeren Auftriebsbeiwerten gegenüber dem symmetrischen nicht gewölbten Tragflächenprofil.

Dies bewirkt größere positive Maximalauftriebsbeiwerte, jedoch werden wegen der Kennlinienverschiebung deutlich kleinere negative Auftriebsbeiwerte erreicht.

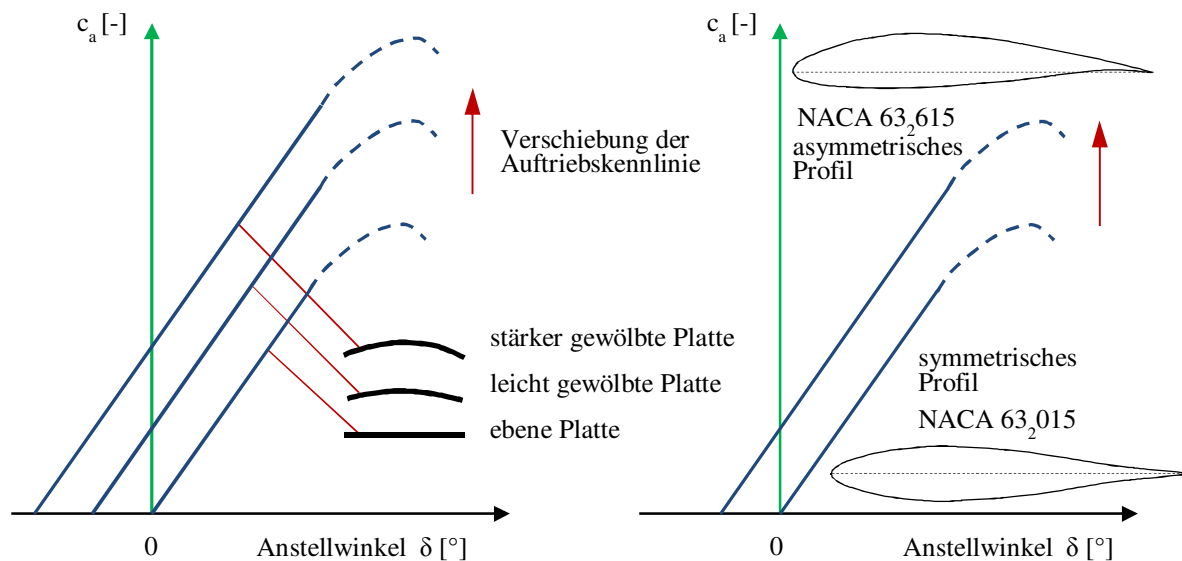


Abb. 3-11 Auswirkung der Profilwölbung (links) und der asymmetrischen Dickenverteilung (rechts) eines Tragflächenprofils auf die Auftriebskennlinie, nach [Bös07], [Abb59]

Zu den leistungsfähigsten Ruderprofilen gehören geteilte Profile, bei denen der hintere Teil in Bezug zum vorderen Teil des Profils angestellt werden kann. Dies bewirkt eine veränderliche Profilform, die eine scheinbare Wölbung nach dem Vorbild der gewölbten Tragflächenprofile in beide Anstellrichtungen erzeugt. Die Wölbung ist im Gegensatz zu Tragflächenprofilen nicht starr, sondern ändert sich weitgehend proportional mit dem Anstellwinkel des Ruders und verschwindet aufgrund der Anforderung einer symmetrischen Ruderwirkung in der Nullstellung.

Theoretisch ist so eine mehrfache Aufteilung des Ruderprofils möglich, jedoch führt jede Aufteilung zu einem komplexeren Aufbau. Im einfachsten Fall ist der vordere Profilverteil fest in Bezug zum Schiff angeordnet, während der hintere Teil angestellt wird. Dieser Aufbau wird als Leitkopfruder bezeichnet und erzeugt bei Kurskorrekturen und bei weitgehender Geradeausfahrt des Schiffs deutlich größere Steuerkräfte im Vergleich zum einteiligen Ruder mit starrem Profil. Bei Drehbewegungen entsteht durch den Driftwinkel des Schiffs jedoch am festen Leitkopf eine Schräganströmung in entgegengesetzter Richtung, wodurch die Ruderwirkung stark reduziert wird [Kwi72].

Durch einen anderen Aufbau lässt sich ein zweigeteiltes Ruder realisieren, bei dem sowohl der hintere Profilverteil in Bezug zum vorderen als auch der vordere Teil in Bezug zur Schiffs-längsachse angestellt werden kann. Die Anstellung des vorderen Profilverteils erfolgt wie bei gewöhnlichen Rudern über die Ruderwelle. Der Anstellwinkel der Ruderwelle wird zusätzlich über ein Getriebe verstärkt und bewirkt eine größere Anstellung des hinteren Ruderprofils.

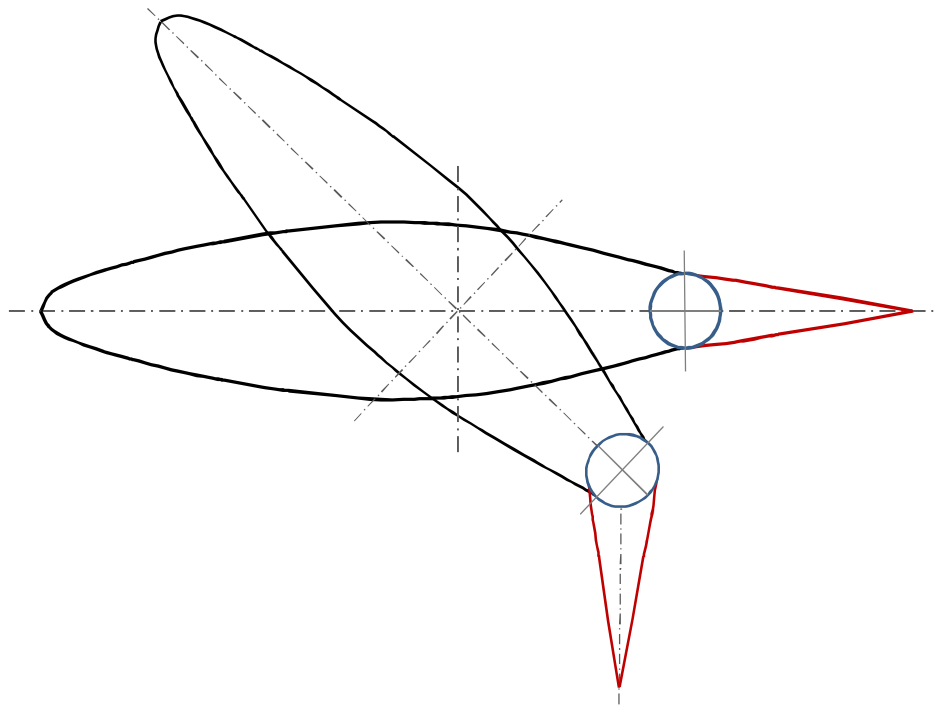


Abb. 3-12 Skizze des als Flap-Ruder patentierten Flossenruders von Becker Marine Systems [BMS12a]

Diese Aufbauweise erzeugt sehr hohe Maximalauftriebsbeiwerte und erreicht schon bei kleinen Anstellwinkeln aufgrund der stärkeren Anstellung des hinteren Teils ebenfalls bessere Ergebnisse als symmetrische, starre Ruderprofile. Auch bei einer Drehbewegung und einem vorhandenen Driftwinkel des Fahrzeugs weist diese Ruderform bessere Eigenschaften auf, da hier kein fester Leitkopf vorhanden ist.

Jedoch hat dieses als Flossenruder bezeichnete Prinzip auch Nachteile. Bei Rückwärtsanströmung wirkt sich die erzeugte Wölbung des Profils stark negativ auf die Auftriebskrafterzeugung sowie auf den Strömungswiderstand aus, so dass sich das Flossenruder bei Rückwärtsfahrt problematischer erweist als starre Ruder. Die notwendige Anstellwinkel-Übersetzung bildet durch einen mechanisch komplexeren Aufbau im Vergleich zum starren Ruderprofil eine zusätzliche Schwachstelle, die das Ruder anfälliger macht. Weiterhin sind die Herstellungskosten und der Wartungsaufwand deutlich höher im Vergleich zu starren Rudern.

Für das AUV wird ein robustes und mechanisch möglichst einfaches System gefordert. Aus diesem Grund ist ein starr ausgeführtes Ruder ohne zusätzliche bewegliche Komponenten von entscheidendem Vorteil.

Ein Hochleistungsrudder mit starrem Profil ist das so genannte Schillingrudder. Dabei handelt es sich um Ruder, die im hinteren Profilbereich keine dünne Hinterkante aufweisen, sondern einen Stauschwanz mit endlicher Ausdehnung. Die Anbringung eines Stauschwanzes wurde schon vor dem zweiten Weltkrieg als Maßnahme verwendet, um eine Überbalancierung eines Ruders auszugleichen, da sich die Strömung im hinteren Bereich staut und so den hydrodynamischen Kraftangriffspunkt nach hinten auswandern lässt [Thi62a]. Dabei wurden rechts und links an der Ruderhinterkante Keilprofile angeschweißt und bildeten so einen abrupten Übergang vom Ruderprofil zum Staukeil, siehe Abbildung 3-13. Als Folge wurde festgestellt,

dass die Widerstandsbeiwerte des Ruderprofils zunehmen, jedoch verbunden mit deutlicher Verbesserung der Auftriebsbeiwerte.

Nachdem sich das Anbringen der Staukeile in der Praxis bewährt hat, wurden wissenschaftliche Untersuchungen zum Einfluss von Staukeilen an Rudern durchgeführt [Thi62b]. Dabei hat sich gezeigt, dass durch das Anbringen der Staukeile eine Verbesserung der Auftriebsbeiwerte für den gesamten Anstellwinkelbereich zu erreichen ist, jedoch insbesondere bei großen Anstellwinkeln, da der Strömungsabriss erst bei größeren Anstellwinkeln erfolgt, als bei Ruderprofilen ohne Staukeile. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass bei der Verwendung eines guten Ausgangsprofils die Verbesserung durch das Anbringen von Staukeilen weniger stark ist, als bei schlechteren Ausgangsprofilen.

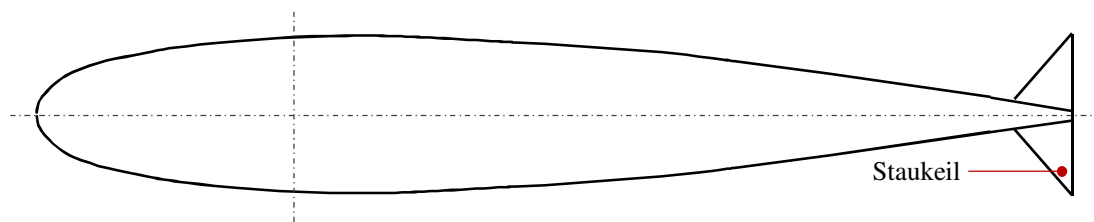


Abb. 3-13 Staukeile am Ruder am Beispiel eines NACA 0015 Profils [Thi62b]

Als Weiterentwicklung der Staukeile ist die Entwicklung einer Profilform zu sehen, die von vornherein einen Stauschwanz aufweist und einen stetigen Übergang vom vorderen Profilteil zum Stauschwanz besitzt. Solch eine Ruderform wurde unter dem Namen Schilling-Ruder nach seinem Erfinder Karl Schilling bei der Weserwerft patentiert und nach mehreren Patentschreibungen ist Becker Marine Systems ab 2006 Inhaber des Patents [DPM12].

Während die vorher benutzten Staukeile einen Flankenwinkel von 45 Grad aufweisen, wird im Patent zum Schillingruder ein Flankenwinkel von 15 Grad angegeben. Aufgrund der einfacheren Fertigung hat die dort vorgeschlagene Form ebenfalls unstetige Übergänge zwischen den Profilsegmenten, jedoch wird im Patent erwähnt, dass eine Ausrundung der so entstehenden Kanten bessere hydrodynamische Eigenschaften bewirkt.

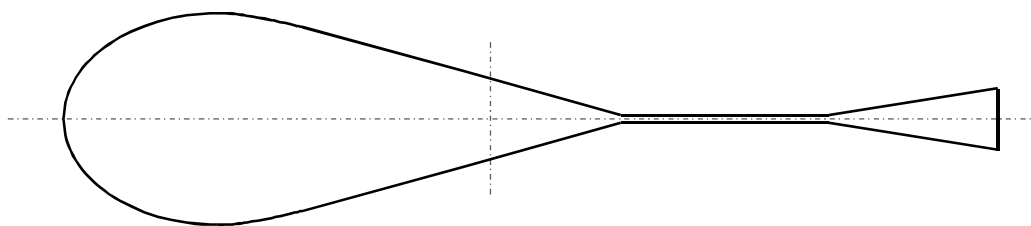


Abb. 3-14 Grundform des als Schilling-Ruder patentierten Ruderprofils [DPA74]

Moderne Schilling-Ruder-Profile haben eine stromlinienförmige Form ohne unstetige Übergänge bis zur scharf ausgeprägten Ruderhinterkante.

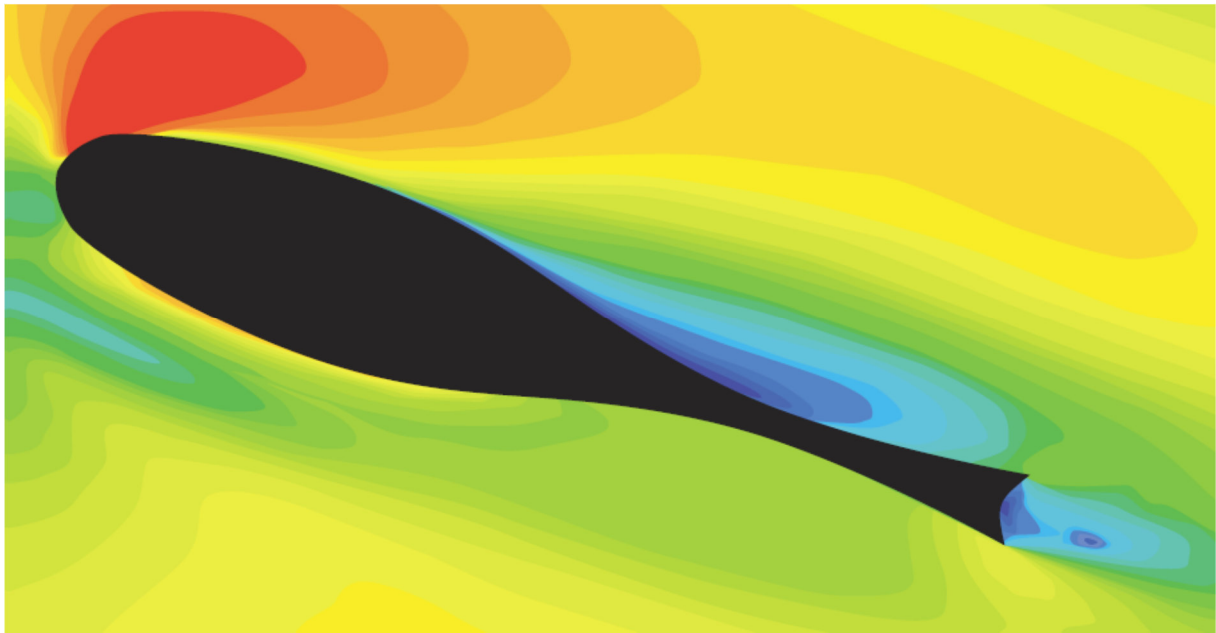


Abb. 3-15 Modernes Schilling-Ruder von Becker Marine Systems [BMS12a]

In der Produktbroschüre von Becker Marine Systems wird das Profil eines Schilling-Ruders abgebildet, siehe Abbildung 3-15. Es sind jedoch keine weiteren Daten zu diesen Profilen veröffentlicht.

Gemäß der Broschüre von Becker Marine Systems weist das Schilling-Ruder bessere Auftriebsbeiwerte sowohl bei Vorwärts- als auch bei Rückwärtsfahrt auf als konventionelle Ruderprofile. Weiterhin hat es bei Geradeausfahrt einen vergleichsweise kleinen Widerstandsbeiwert und einen stärkeren positiven Einfluss auf das Kurshaltevermögen im Vergleich zu anderen Ruderprofilen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird aus Gründen der geforderten Robustheit der Ruder und zur Sicherstellung einer ausreichenden Manövrierfähigkeit diese Art der Hochleistungsrunderprofile untersucht, anschließend ausgelegt und für den Aufbau der Ruderanlage verwendet.

3.2 Grundlagen zum Querstrahlsteuer

Die Wirkung aktiver, beziehungsweise schuberzeugender Manövriersysteme beruht auf der Arbeitsweise von Strömungsarbeitsmaschinen. Diese übertragen mechanische Energie auf das Wasser und erzeugen einen Volumenstrom, dessen Masseimpuls beim Austritt aus dem Fahrzeug eine Reaktionskraft herbeiführt, die in Form von Schub auf das Fahrzeug wirkt. Die Formel (3-9) beschreibt den mathematischen Zusammenhang für den Standschub (keine Eintrittsgeschwindigkeiten am Eintritt des Querstrahlsteuers aufgrund von Relativbewegungen zum Wasser, nach [Bro08]) eines Querstrahlsteuers unter der vereinfachenden Annahme einer stationären Strömung (zutreffend bei konstanter Drehzahl der Antriebsmaschine und vollständig ausgebildeter Strömung), wobei v_s die mittlere Austrittsgeschwindigkeit des Wassers im

Schubstrahl und $\dot{m}$ der Massenstrom durch die Austrittsöffnung sind. Zur Vereinfachung werden die Größen skalar behandelt, wobei v_S der zur gewünschten Schubrichtung entgegengesetzten Geschwindigkeitskomponente entspricht.

$$F_S = \dot{m} \cdot v_S \quad (3-9)$$

3.2.1 Laufradformen von Strömungsmaschinen

Die Energieübertragung erfolgt in einer Strömungspumpe mithilfe eines rotierenden Laufrads, welches über Schaufeln, beziehungsweise Propellerblätter verfügt. Durch die Rotation kommt eine Relativgeschwindigkeit zwischen Laufradschaufel oder Propellerblatt und dem Wasser zustande. Ähnlich wie bei der Umströmung eines Tragflächen- oder Ruderprofils entsteht dabei eine Druckdifferenz zwischen der Vorderseite (Druckseite) und der Rückseite (Saugseite) der Schaufel. Das Überdruckgebiet sorgt für das Abströmen des Fluids in Richtung des Strömungsmaschinenaustritts, während das Unterdruckgebiet ein stetiges Nachströmen am Strömungsmaschineneintritt bewirkt. Auf diese Weise verursacht die Strömungspumpe einen konstanten Fluidstrom bei gleichbleibender Drehzahl des Laufrads und konstanten Ein- und Austrittsbedingungen.

Während bei den im Folgenden vorgestellten Laufradformen immer eine axiale Ansaugung des Fluids erfolgt, werden die Laufräder nach der Meridian-Austrittsrichtung des geförderten Mediums in Bezug zur Rotationsachse unterschieden. In der Abbildung 3-16 sind die drei Hauptformen von Laufrädern dargestellt und die Austrittsrichtung am Laufrad mit einem Pfeil veranschaulicht.

Stromabwärts hinter dem Laufradaustritt befindet sich in den meisten Fällen eine Leitvorrichtung (in der Abbildung 3-16 in blauer Farbe verdeutlicht), welche die Aufgabe hat, kinetische Energie in Druckenergie zu wandeln und den Fluidstrom zum als Druckstutzen bezeichneten Strömungsmaschinenaustritt zu leiten.

Bei Radiallaufrädern strömt das geförderte Medium hauptsächlich radial ab (die aufgrund der Rotation hervorgerufenen Umfangskomponenten der Strömung sind allen Bauformen gleich), während Axiallaufräder, zu denen auch Antriebspropeller von Unterwasserfahrzeugen gehören, eine zur Rotationsachse parallele Förderrichtung haben. Zwischenformen enthalten am Laufradaustritt sowohl radiale als auch axiale Strömungsgeschwindigkeitskomponenten und werden als Diagonal- oder Halbaxiallaufräder bezeichnet.

Bei gleichen radialen Abmaßen und gleicher Drehzahl befördern Radiallaufräder einen kleineren Volumenstrom durch die Strömungsmaschine als Axiallaufräder, können aber einen wesentlich höheren Druck aufbauen, der notwendig wird, wenn hohe Druckunterschiede zwischen Strömungsmaschineneintritt und -austritt, beispielsweise durch Wassersäulendruck oder Druckverluste in Rohrleitungen, überwunden werden müssen.

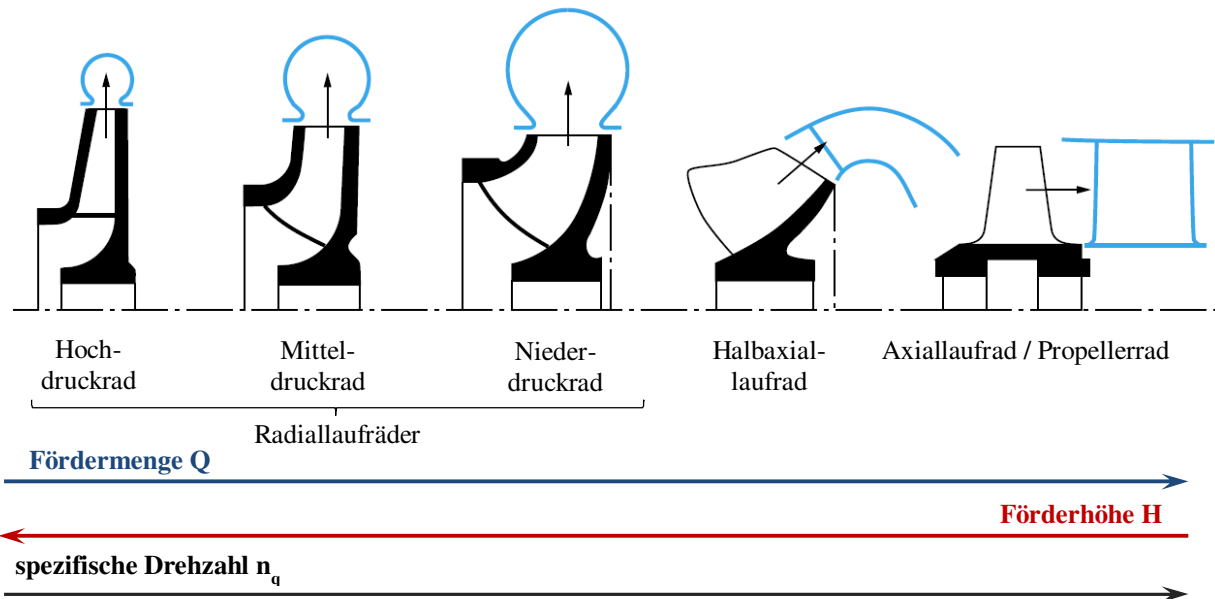


Abb. 3-16 Verschiedene Bauformen von Pumpenlaufrädern, nach [KSB05]

Für die Auslegung einer Strömungsmaschine werden in Abhängigkeit von der spezifischen Förderaufgabe am Auslegungsarbeitspunkt die Hauptabmessungen des Laufrads und der Leitvorrichtung sowie die Winkel der Schaufeln berechnet.

Die spezifische Förderaufgabe wird charakterisiert über die Fördermenge Q , die als nutzbarer Volumenstrom durch den Druckstutzen definiert ist sowie über die als spezifische Förderarbeit Y bezeichnete, dem Fluid zugeführte, nutzbare Totalenergie und die Drehzahl des Antriebsmotors am Auslegungspunkt n . Die spezifische Förderarbeit Y kann aus der Totaldruckdifferenz zwischen Pumpeneintritt (Saugstutzen) und dem Druckstutzen Δp_{tot} ermittelt werden. In der Praxis wird jedoch die Förderhöhe H als Energieeinheit für die potentielle Totalenergie bei der Strömungsmaschinenberechnung genutzt [Gül10], vgl. Formel (3-10).

Mithilfe dieser Hauptparameter der Förderaufgabe ergibt sich ebenfalls die Förderleistung der Pumpe P_u und die spezifische Drehzahl n_q [Gül10], siehe Formeln (3-11) und (3-12).

$$Y = g \cdot H = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\rho} \quad (3-10)$$

$$P_u = Q \cdot g \cdot \rho \cdot H = Q \cdot \rho \cdot Y \quad (3-11)$$

$$n_q = n \cdot \sqrt{Q} / H^{0,75} \quad (3-12)$$

Die spezifische Drehzahl n_q ist eine Kennzahl, welche die drei Förderparameter vereint und im Pumpenauslegungsprozess eine wichtige Rolle spielt, da beispielsweise die Laufradform in Abhängigkeit von n_q bestimmt wird, siehe Abbildung 3-16. Ferner wird während der Pum-

penberechnung die Mehrzahl von Auslegungsparametern mithilfe von empirisch generierten Kennlinien in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl festgelegt, vgl. Kapitel 5.2.

Um die Güte der ausgelegten Strömungsarbeitsmaschine zu bewerten, wird das als Wirkungsgrad bezeichnete Verhältnis der erzeugten Förderleistung zur benötigten mechanischen Antriebs- oder Kupplungsleistung P am Laufrad verwendet, die sich aus der Drehzahl n und dem Antriebsmoment M_A am Laufrad ergibt [Gül10].

$$P = M_A \cdot \omega = M_A \cdot 2\pi \cdot n \quad (3-13)$$

Weiterführende Grundlagen zur Auslegung von Kreiselpumpen werden bei der Darstellung des Auslegungsprozesses der Querstrahlsteuer-Pumpe im Kapitel 5.2 beschrieben.

3.3 Grundlagen zur Propellerdüse

Für die Gestaltung der Düsengeometrie müssen die vom Fahrzeugrumpf und dem Antriebspropeller erzeugten hydrodynamischen Randbedingungen am Betriebspunkt (angestrebte Fahrzeuggeschwindigkeit) bestimmt werden. In der Schiffshydrodynamik werden bei Betriebspunktabschätzungen für das Propulsionssystem Überschlagsrechnungen verwendet, die auf der eindimensionalen Propellerstrahltheorie basieren [Car07], [Sch88], [Kor09a].

Ein ummantelter Propeller wird analog zum Kapitel 3.2.1 als eine Axiallaufradpumpe betrachtet, deren Schubkraft vom erzeugten Massenstrom und der Austrittsgeschwindigkeit abhängt. Anders als in der Standschubformel (3-9) muss der Massenstrom, der aufgrund der Relativbewegung des Fahrzeugs zum Wasser durch das Propeller-Düse-System entsteht, beachtet werden. Die Schubkraft des Propulsors muss den Strömungswiderstand des Fahrzeugs bei der angestrebten Fahrzeuggeschwindigkeit überwinden, woraus sich die Abschätzung des benötigten Schubs errechnet.

Der Fahrzeugwiderstand ist jedoch mit laufendem Propeller höher als der reine Strömungswiderstand des Körpers, da der Propeller einen Sog auf das Fahrzeug ausübt. Der Sog entsteht aufgrund der zur Schuberzeugung notwendigen Beschleunigung des Wassers und dem damit verbundenen Unterdruck im Heckbereich des Fahrzeugs (bei heckseitiger Anordnung des Propellers). Der vom Propulsor zu erzeugende Schub T ergibt sich somit aus der Summe des Rumpfwiderstands R_T ohne Propeller und dem als Sog bezeichneten Zusatzwiderstand. Der Sog wird dabei üblicherweise in normierter Form über die Sogziffer t für die Berechnung des Schubs unter Beachtung des Sogeffekts angegeben [Kor09a], vgl. Formel (3-14).

$$T = \frac{R_T}{1 - t} \quad (3-14)$$

Der Propeller wird vereinfacht als eine Propellerscheibe betrachtet, die als Eintrittsbedingung die zum fahrzeugfesten Bezugssystem relative Anströmgeschwindigkeit hinter dem Schiffs-

rumpf besitzt. Das Fahrzeug beschleunigt aufgrund von Reibungseffekten das durchströmte Wasser in Fahrtrichtung, wodurch sich im Nachstrom in Rumpfnähe eine kleinere Relativströmungsgeschwindigkeit ergibt, als die Fahrzeuggeschwindigkeit v_f gegenüber dem ruhenden Fluid weiter weg vom Rumpf. Die Anströmgeschwindigkeit v_A des Propellers wird mit der Nachstromzahl w in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit abgeschätzt [Kor09a], siehe Formel (3-15). Die Strömungsgeschwindigkeiten werden dabei im Propeller- oder fahrzeugfesten Koordinatensystem betrachtet.

$$v_A = v_f \cdot (1 - w) \quad (3-15)$$

Um den Schub zu erzeugen, wird das Wasser beim Durchfluss der Propellerscheibe um eine axiale (entgegengesetzt der Schubwirkungsrichtung) Zusatzgeschwindigkeit erhöht. Die axiale Komponente der mittleren Zusatzgeschwindigkeit u_A in der Propellerscheibe lässt sich dabei nach der Formel (3-16) bestimmen [Sch88].

$$u_A = -\frac{v_A}{2} + \sqrt{\frac{v_A^2}{4} + \frac{T}{2 \cdot \rho \cdot A_0}} \quad (3-16)$$

Stromabwärts erfolgt eine weitere Beschleunigung der Strömung, so dass in einem Abstand hinter dem Propeller eine um den doppelten Wert der mittleren Zusatzgeschwindigkeit erhöhte axiale Austrittsgeschwindigkeit im Propellerstrahl herrscht ($v_A + 2 \cdot u_A$). Während die Geschwindigkeit stetig von der Anströmgeschwindigkeit vor dem Propeller auf die Austrittsgeschwindigkeit anwächst, erfolgt der Druckanstieg des Unterdrucks auf der Saugseite zum Überdruck auf der Druckseite des Propellers fast sprunghaft über die axiale Ausdehnung des Propellers. Die Druckdifferenz lässt sich mit der Formel (3-17) berechnen [Sch88].

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot (v_A + 2 \cdot u_A)^2 - \frac{\rho}{2} \cdot v_A^2 \quad (3-17)$$

In der vorliegenden Arbeit wurde mit den in diesem Kapitel aufgezeigten Formeln der Betriebspunkt des Propellers bestimmt. Die Untersuchungen zur Gestaltung einer optimierten Düsengeometrie erfolgten numerisch, siehe Kapitel 6.2.

3.4 Mathematische Verfahren in der Strömungstechnik

Obwohl mit den Navier-Stokes-Gleichungen seit Anfang des 19. Jahrhunderts Formeln bekannt sind, welche die Physik der Strömungen vollständig beschreiben, lassen sich die meisten strömungstechnischen Probleme analytisch nicht lösen, da die Navier-Stokes-Gleichungen ein analytisch nicht lösbares partielles Differentialgleichungssystem bilden. Den in der Praxis verwendeten analytischen Formeln der Strömungslehre, so wie die Ausdrücke (3-2) bis (3-4),

liegen empirisch ermittelte Koeffizienten und eine Reihe von Modellvereinfachungen zugrunde, die bestimmte Terme der Navier-Stokes-Gleichungen eliminieren.

Meistens wird von einer reibungsfreien, inkompressiblen und stationären Strömung ausgegangen. Diese Vereinfachungen des strömungstechnischen Problems erlauben die Anwendung der Bernoulli-Gleichung, die einen Ausdruck für die Energiezustände an zwei Stellen der Strömung darstellt [Bös07], siehe Formel (3-18).

$$\rho \cdot \frac{v_1^2}{2} + p_1 = \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} + p_2 + \rho \cdot g \cdot \Delta z = \text{const.} \quad (3-18)$$

Die statischen Drücke p_1 und p_2 bezeichnen die potentielle Energie, die dynamischen Drücke $q_1 = v_1^2 \cdot \rho / 2$ und $q_2 = v_2^2 \cdot \rho / 2$ die kinetische Energie pro Volumeneinheit des Fluids. Die Komponente $\rho \cdot g \cdot \Delta z$ ist der hydrostatische Druckunterschied aufgrund einer möglichen unterschiedlichen geodätischen Höhe der beiden Stellen. Die Gültigkeit dieser Gleichung ist nur in einem so genannten Stromfaden des Stromfadenmodells gewährleistet. Das Stromfadenmodell fasst die Flüssigkeitsströmung als eine Anzahl von Teilchen auf, die sich in eine Richtung bewegen. Die Bahn eines Strömungsteilchens wird dabei als Stromfaden bezeichnet und kann als eine Kurve definiert werden, deren Richtung in jedem Punkt mit dem dort befindlichen Geschwindigkeitsvektor der Strömung übereinstimmt. Bei einer stationären Strömung ist die Lage der Stromfäden zeitlich konstant.

Bei den Auslegungsverfahren von Kreiselpumpen oder der dargestellten Propellerstrahlmethode erfolgt beispielsweise die Berechnung nach der Stromfadentheorie. Dabei wird eine idealisierte Hauptströmung angenommen, deren Geschwindigkeits- und Druckkomponenten sich aus den lokalen Strömungsquerschnitten in der Strömungsmaschine und dem festen Volumenstrom ergeben. Reale Sekundärströmungen und ungleichförmige instationäre Strömungsvorgänge werden dabei weitgehend ignoriert. Dank zahlreicher, auf Erfahrungen basierender empirischer Ansätze lassen sich trotz dieser Vereinfachungen brauchbare Ergebnisse erzielen. Zur Überprüfung der Auslegungsziele werden weiterhin experimentelle Untersuchungen durchgeführt.

3.4.1 CFD-Software

Neben experimentellen Untersuchungen lassen sich mithilfe numerischer Berechnungsprogramme realitätsnahe Berechnungen von Strömungsproblemen anstellen, wobei die Navier-Stokes-Gleichungen durch räumliche und zeitliche Diskretisierung mit algebraischen Gleichungssystemen approximiert und auf diese Weise gelöst werden können. Es existieren diverse kommerzielle und nicht kommerzielle CFD-Codes (Computational Fluid Dynamics), die durch eine große Vielfalt an Einstellmöglichkeiten zur Lösung beliebiger strömungstechnischer Problemstellungen geeignet sind. Um aus den universell anwendbaren Werkzeugpaketen der Programme ein auf das untersuchte Strömungsproblem angepasstes Rechenmodell

(Geometrie, Art der Diskretisierung, Netzformen, Zellgrößen, Turbulenzmodelle, Rand- und Übergangsbedingungen, etc.) aufzustellen, wird vom Anwender dieser Softwarepakete umfassendes Expertenwissen zur Funktionsweise des Programms, der Numerik und der allgemeinen Strömungslehre sowie praktische Erfahrung auf diesen Gebieten verlangt.

Im letzten Jahrzehnt wurde jedoch vermehrt auf neue als EFD (Engineering Fluid Dynamics) bezeichnete Software zur numerischen Berechnung von Strömungsproblemen zurückgegriffen. Diese Programmcodes sind zumeist in einem 3D-CAD-Softwarepaket implementiert und sollen durch teilautomatisierte und assistentengeführte Benutzeroberflächen dem Entwicklungsingenieur mit vergleichsweise geringem Aufwand konstruktionsbegleitende Modellrechnungen der betrachteten Strömungsprobleme ermöglichen.

Für die Entwicklung der in dieser Arbeit beschriebenen Teilsysteme des AUVs wurde die am FMT vorhandene Entwicklungs- und Konstruktionssoftware SolidWorks 2010 Premium verwendet, welche den EFD-Code Flow Simulation 2010 beinhaltet. An einigen Stellen der Systementwicklung war aufgrund des engen Bezugs zur Strömungstechnik eine numerische Simulation unumgänglich. Um lange Einarbeitungszeiten in komplexere CFD-Codes zu verhindern und zusätzliche Kosten für kommerzielle CFD-Software zu sparen, wurden an notwendigen Stellen die Strömungseigenschaften der betreffenden Komponenten mithilfe dieses EFD-Codes berechnet.

Die Eignung des verwendeten EFD-Programms und der dort genutzten Verfahren zur Strömungsberechnung wurden, wie in einigen Berichten nachzulesen ist, für unterschiedliche Anwendungsfälle untersucht und mittels anderer kommerzieller CFD-Codes, analytischer Berechnungen oder zusätzlicher experimenteller Untersuchungen validiert [Fre01], [Bei07], [Sul10], [Sol10c].

Die in der Software verwendeten Berechnungsmethoden (Gittererstellung, Turbulenzmodelle, Behandlung wandnaher Bereiche, etc.) sind in [Wei11], [Lan09], [Men11a] und [Men11b] beschrieben.

4 Hauptmanövriersystem

In diesem Kapitel wird die Entwicklung der Ruderanlage beschrieben, die als Hauptmanövriersystem Kursänderungen des Fahrzeugs während der Fahrt herbeiführt beziehungsweise das Halten des Kurses ermöglicht. Beide Fahrzeugeigenschaften, Drehfähigkeit oder Wendigkeit und Kursstabilität oder Gierstabilität, werden unter dem Begriff Manövrierfähigkeit zusammengefasst. Das Ziel der Ruderanlagenauslegung ist es, eine ausreichend gute Manövrierfähigkeit des Fahrzeugs zu erreichen.

Die Entwicklung der Ruderanlage erfolgt dabei von außen nach innen, das heißt, dass vor der eigentlichen Konstruktion zunächst die Ruder nach hydrodynamischen Aspekten ausgelegt werden. In diesem Schritt wird ebenfalls die Ruderanordnung gewählt. Ferner wird die Rumpfform im Bereich der Ruderanlage gestaltet, um im nächsten Schritt das Grundgerüst und die Anlenkmechanik für die Ruder zu konstruieren.

4.1 Entwicklung des Ruders

Die hydrodynamische Auslegung der Ruder erfordert zunächst eine Betrachtung der Randbedingungen für den Aufbau des Ruders. Zum Entwicklungszeitpunkt der Ruderanlage befand sich das gesamte Fahrzeug in der Auslegungsphase. Die im Folgenden beschriebenen Randbedingungen haben sich in einem iterativen und an vielen Stellen überschneidenden Entwicklungsprozess des Gesamtfahrzeugs und des Teilsystems Ruderanlage ergeben und wurden als Auslegungsparameter für ein auf das Fahrzeug abgestimmtes Hauptmanövriersystem genutzt.

4.1.1 Analyse und Festlegung der Auslegungsparameter

Einen sehr wichtigen Einfluss auf die Ruderauslegung hat die Anordnung der Ruder in Bezug zum Antriebspropeller, wobei durch eine Anordnung im Propellerstrahl mehrere Vorteile erzielbar sind.

In dem entwickelten Fahrzeug werden die Propeller des Hauptantriebs mittels eines elektrischen Ringmotors mit äußerem Rotorring angetrieben. Daher ist die koaxiale Anordnung des Propulsionsorgans in jeder Längsposition des rotationssymmetrischen Fahrzeughecks konstruktiv einfach zu realisieren. Das liegt daran, dass der als Ring ausgeführte Stator des Motors die Durchführung von Komponenten erlaubt. Aufgrund seiner Größe und Form lassen sich die Fahrzeugteile vor und hinter dem Antrieb über den Statorring mit hoher Steifigkeit sicher verbinden. Der Propeller wird nicht am heckseitigen Rumpffende angeordnet, wie bei konventionellen Antriebssystemen, sondern etwas zum Bug verschoben, wie es in der Abbildung 4-1 gezeigt ist.

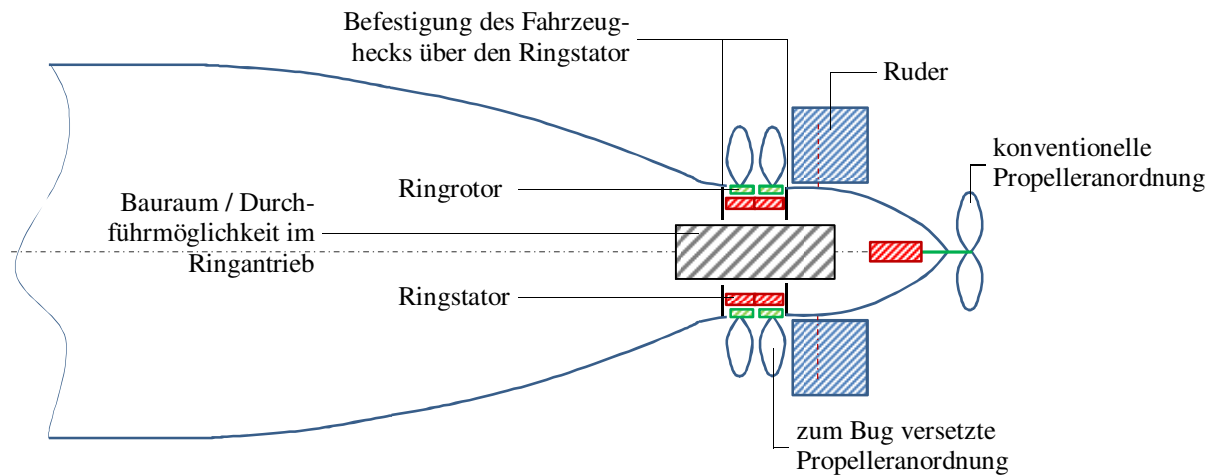


Abb. 4-1 Aufbaukonzept des Fahrzeughecks im Vergleich zur konventionellen Bauweise

Weiterhin ermöglicht das Konzept der mit Ringmotoren angetriebenen Propeller ohne konstruktiven Mehraufwand die Anordnung von zwei koaxialen kontrarotierenden Propellern hintereinander. Kontrarotierende koaxiale Propeller haben einen zehn bis zwölf Prozent besseren Wirkungsgrad als Einzelpropeller [Kor09a], da die im Propellerstrahl enthaltene Drallenergie des vorderen Propellers vom hinteren in Gegenrichtung drehenden Propeller größtenteils in Schub umgesetzt wird.

Als weiterer Vorteil ist der Ausgleich der beiden entgegengesetzten Reaktionsmomente der kontrarotierenden Propeller zu nennen. Das Antriebsmoment, welches sich auf das Fahrzeug überträgt, erzeugt bei der Verwendung eines einzelnen Propellers ein Rollen des Fahrzeugs entgegen der Propellerdrehrichtung, was sich beispielsweise negativ auf die Kursstabilität auswirkt und verschiedenen große Wenderadien nach Backbord und nach Steuerbord verursacht. Dieser Effekt ist auch bei großen Schiffen von Bedeutung. Hinzu kommt dass die rotations-symmetrische Rumpfform des AUVs einer Rollbewegung noch weniger Widerstand entgegenbringen kann. Tatsächlich erzeugen die verwendeten Ringmotorantriebe aufgrund ihrer großen Abmessungen ein vergleichsweise großes Reaktionsmoment. Bei dem Fahrzeug DNS-Pegel wurden eine schlanke rotationssymmetrische Rumpfform und ein Ringmotorantrieb für den einzelnen Propeller verwendet. Bei Erprobungsfahrten konnten die beschriebenen Effekte deutlich beobachtet werden [Thi11].

Während bei kontrarotierenden Propellern meist ein Antriebsstrang genutzt wird, bieten die bei dem AUV PreToS verwendeten, unabhängig voneinander angetriebenen Propeller ferner den Vorteil der Redundanz. Besonders im Fall eines autonom außerhalb der Reichweite des Mutterschiffs arbeitenden Geräts ist dieser Aspekt von Bedeutung.

Beim Ausfall eines der Hauptantriebe kann das Fahrzeug sogar mit ausreichend gutem Wirkungsgrad weiterfahren, da der nicht angetriebene Propeller dann als drallreduzierender Stator dient.

Auch für das Ruder ist die Anordnung hinter zwei kontrarotierenden Propellern von Vorteil, da so eine fast drallfreie Anströmung ermöglicht wird und der Nullwinkel des Ruders annähernd dem auf die Längsachse des Fahrzeugs bezogenen Nullwinkel entspricht. Andernfalls müssten durch eine Verdrehung zweier gegenüberliegender Ruder die durch den Drall induzierte Schräganströmung der Ruder und das auf das Fahrzeug wirkende Rollmoment ausgeglichen werden. Diese Verdrehung müsste manuell anpassbar sein (verstellbare Starrkuppelung) oder selbstanpassend wirken (zusätzlicher Aktor).

Hinter dem Ringmotor des Hauptantriebs befindet sich ein an den Außendurchmesser des Rotors angepasster Rumpf. Da die Rumpfoberfläche des Hecks der beschleunigten Strömung im Propellernachstrom ausgesetzt ist, wird in diesem Bereich der Reibungswiderstand erhöht. Deshalb wurde die Rumpfform hinter dem Hauptantrieb möglichst kompakt gestaltet, um keine unnötige Fahrzeuglänge und Rumpfoberfläche zu erzeugen, siehe Kapitel 4.2.2.

Dieser das Fahrzeugheck darstellende Teil des Rumpfs bildet den Bauraum für die Ruderanlage und ermöglicht die Anordnung der Ruder im Propellerstrahl. Aufgrund der einfacheren Aufbauweise der Kreuzanordnung mit je einem Antrieb für die zwei starr gekoppelten Seiten- und Tiefenruder wurde diese Ruderanordnung den anderen zwei Möglichkeiten (X- und Y-Anordnungen) vorgezogen.

Um die Robustheit des Fahrzeugs zu steigern und dessen Störanfälligkeit zu minimieren, werden die Antriebspropeller von einer als Düse wirkenden Ringkonstruktion ummantelt, die verhindern soll, dass Propellerblätter gegen die Schiffswand oder Gegenstände beziehungsweise den Meeresboden schlagen können. Ferner verhindert die Propellerdüse, dass sich Propellerblätter in Seilen oder seilähnlichen Gegenständen verfangen. Eine Propellerdüse hat aber auch positive Auswirkungen auf den Propulsionswirkungsgrad. Die Entwicklung der Propellerdüse wird im Kapitel 6 beschrieben.

Ebenfalls aus Gründen der Robustheit sollen die Ruder nicht über den Außendurchmesser der Düse ragen, damit die Gefahr von Kollisionen mit den Rudern in Fahrtrichtung und das Verfangen der Ruder in Seilen minimiert wird. Dieser konstruktive Sachverhalt bedeutet eine feste Vorgabe der maximalen Ruderhöhe und wird im Kapitel 4.1.3 genauer beleuchtet.

Nach der Festlegung der Ruderanordnung am Fahrzeug und in Bezug zum Propeller, werden im nächsten Auslegungsschritt die bestimmenden Entwurfsparameter für das Ruder durch die Abmessungen und die Form des Fahrzeugs gebildet.

Das Gesamtvolumen des AUVs in der Ausgangskonfiguration beträgt $1,3 \text{ m}^3$. Diese Größe hat sich aus den Gewichten und Volumina sowie dem sich daraus ergebenden Gesamtabtrieb der Komponenten und dem erforderlichen Volumen des syntaktischen Auftriebsschaums ergeben [Mis13], [Pre13].

Aus der Wahl einer speziellen, bionischen Strömungsform (Pinguin-Strömungskörper, die Gestaltung der Fahrzeugströmungsform wird in einer parallel zu dieser Arbeit entstehenden Dissertation beschrieben [Pre13], siehe auch [Ban98] und [Kan02]) und dem Gesamtvolumen

des Fahrzeugs konnten ebenfalls die Rumpfform, die Gesamtlänge sowie die maximale Rumpfbreite und die Flächeninhalte der projizierten Rumpfflächen bestimmt werden.

Diese Parameter werden benötigt, um die Größe der projizierten Ruderfläche zu bestimmen. Dieser Auslegungsschritt ist im folgenden Kapitel beschrieben.

4.1.2 Ruderdimensionierung

Das Ruder hat die Aufgabe, dem Fahrzeug durch ausreichende Steuerkräfte die notwendige Drehfähigkeit zu verleihen. Dabei wirkt die Ruderquerkraft mit dem Abstand zum Druckmittelpunkt des fahrenden Fahrzeugs als Hebelarm in Form eines Drehmoments und bewirkt eine Drehung des Fahrzeugs in die gewünschte Richtung. In der Abbildung 3-1 ist die Lage des Druckmittelpunkts mit den Drehachsen dargestellt, um die sich das Fahrzeug bei angestellten Rudern dreht. Die Hebelarmlängen a_N für das Nickmoment (angestellte Tiefenruder) und a_G für das Giermoment (angestellte Seitenruder) sind in der Abbildung ebenfalls aufgetragen. Der Wendigkeit oder Drehfähigkeit steht die Forderung nach Gier- beziehungsweise Kursstabilität des Fahrzeugs entgegen. Da das Ruder in der Nulllage ebenfalls zur Kurstabilität beiträgt, beeinflusst es damit beide sich eigentlich ausschließenden Forderungen nach Wendigkeit und Kursstabilität. Beide Manöviereigenschaften werden durch eine größere Seitenprojektionsfläche des Ruders (kurz: Ruderfläche) verbessert, so dass eine Mindestruderfläche bestimmt werden muss, die ausreichende Manöviereigenschaften gewährleistet.

Für die Auslegung der Rudergröße gibt es auch für große Schiffe keine gesetzlichen Vorschriften, so dass die Dimensionierung auf Grundlage von Empfehlungen erfolgt [Kra12]. Stand der Technik ist heute noch immer die Auslegung der Ruderfläche nach empirischen Formeln, die aus statistischen Untersuchungen von Ruderflächengrößen A_R bezogen auf die Schiffsunterwasserlateralfäche A_L des Fahrzeugrumpfs und der daraus resultierenden Manöviereigenschaften von Schiffen hergeleitet wurden.

Alle zu findenden Empfehlungen zur Dimensionierung der Ruderprojektionsfläche zielen auf die Auslegung von Rudern für Oberflächenfahrzeuge ab, wie zum Beispiel Schiffsruder.

Um die allgemeinen Empfehlungen auf das AUV anwenden zu können, wurde eine Annahme getroffen, durch die das AUV modellhaft für den Zweck der Ruderdimensionierung als Oberflächenfahrzeug angesehen werden kann. Dabei wird es bis zur horizontalen Mittelebene getaucht betrachtet, wodurch genau die Hälfte des Fahrzeugs dem Unterwasserlateralplan eines Oberflächenfahrzeugs gleichgesetzt werden kann. Mit dieser Annahme lässt sich das untere Seitenruder des AUVs mit den Empfehlungen für ein herkömmliches Seeschiff auslegen, wobei die ausreichende Manövrierfähigkeit der unteren Fahrzeughälfte erreicht wird.

Da die obere Fahrzeughälfte eine Spiegelung der unteren darstellt, ist diese Dimensionierung auch für das obere Seitenruder gültig. Mit der Annahme einer jeweils ausreichenden Manövrierfähigkeit der unteren und oberen Fahrzeughälfte kann man auf eine ausreichende Manövrierfähigkeit des komplett getauchten Gesamtfahrzeugs schließen. Dieser Ansatz dient somit

der Auslegung der Seitenruder. Da bei Kreuzanordnungen zumeist alle vier Ruder die gleiche Größe aufweisen, werden die Tiefenruder gleich groß dimensioniert. Die Tiefenruder werden weiterhin von einem Lagetrimmsystem in ihrer Funktion unterstützt, welches ebenfalls den Nickwinkel (Tauchwinkel) des Fahrzeugs verändern kann, um die langen Aufstiegs- oder Abtauchphasen der Missionen energieeffizient zu bewältigen. Die Tiefenruder dienen dann lediglich der dynamischen Nickwinkelkorrektur oder der Vergrößerung des maximal mit dem Lagetrimmsystem erreichbaren Nickwinkels.

Das Fahrzeug manövriert hauptsächlich im vollständig getauchten Zustand und befindet sich nur während der Aussetz- und Bergevorgänge an der Wasseroberfläche. Die fehlende freie Wasseroberfläche beim getauchten Fahrzeug wirkt sich bei gleichem Ruderflächenverhältnis positiv auf die Manövrierfähigkeiten gegenüber einem Oberflächenfahrzeug aus. Beispielsweise verursachen Wellenbewegungen Kursstörungen, die ein Schiffsruder fortwährend ausgleichen muss. Des Weiteren haben Schiffsruder in der Nähe der Wasseroberfläche Probleme mit der Aviation, dem Ansaugen von Luft in die Unterdruckgebiete am Ruder und der Kavitation. Beide Effekte verursachen Steuerfähigkeitsverluste, die in den verwendeten statistischen Formeln zur Ruderdimensionierung berücksichtigt sind, jedoch beim getauchten AUV nicht vorkommen. Dieser Sachverhalt bedeutet eine zusätzliche Sicherheit bei der dargestellten Methode der Ruderflächendimensionierung für ein Unterwasserfahrzeug.

Während der Oberflächenfahrt ist das Fahrzeug so getrimmt, dass es einen positiven Auftrieb von bis zu 150 N aufweist. Es ist dabei soweit getaucht, dass sich beide Ruder vollständig unter der Wasseroberfläche befinden. Der obere Teil des Fahrzeugrumpfs ragt bei Oberflächenfahrt etwas aus dem Wasser und damit ein Teil der Rumpfprojektionsfläche. Das Verhältnis der Ruderfläche zur Unterwasserlateralfäche bei der Oberflächenfahrt ist aus diesem Grund leicht erhöht gegenüber dem getauchten Fahrzeug. Dadurch ist auch bei der Oberflächenfahrt eine zusätzliche Sicherheit der nach dem verwendeten Auslegungsprinzip dimensionierten Ruder gegeben.

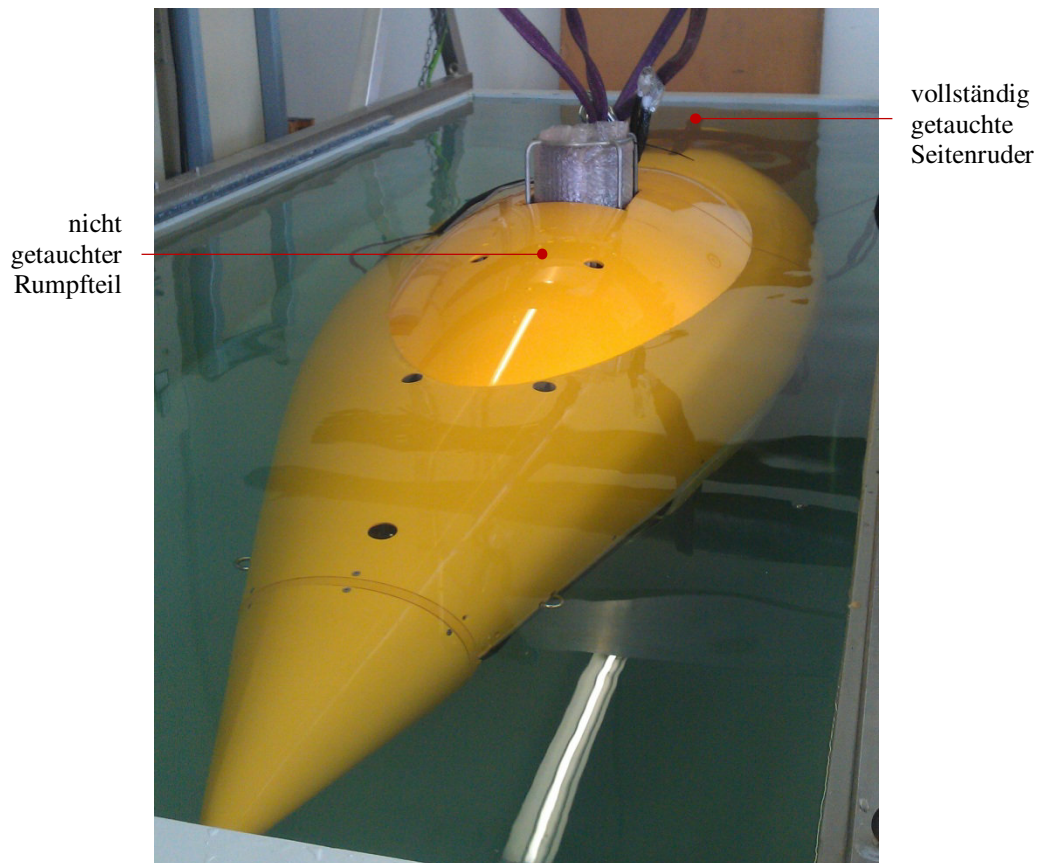


Abb. 4-2 Trimmversuch des AUVs in der Konfiguration ohne Nutzlastsektion im Becken

Die Abbildung 4-2 zeigt den erläuterten Fahrzeugtrimm bei einem Trimmversuch vor einer Erprobung des Fahrzeugs in der Ausgangskonfiguration ohne Nutzlastsektion.

Die getroffenen Modellannahmen zur Ruderdimensionierung sind in der Abbildung 4-3 veranschaulicht. Zusätzlich sind die in den Auslegungsrechnungen verwendeten Größen Tiefgang T und Fahrzeuglänge L aufgetragen. In der Mitte des Rumpfs stellt eine schraffierte Fläche A_{PL} die im modularen Fahrzeugkonzept vorgesehene Nutzlastsektion dar, die eine Verlängerung des Fahrzeugs bewirkt und damit das Fahrzeugvolumen vergrößert. Die Nutzlastsektion weist eine zylindrische Außenform auf, deren Durchmesser dem Maximaldurchmesser des Fahrzeugrumpfs entspricht. Sie wird an der Stelle mit maximalem Außendurchmesser eingebaut [Pre13].

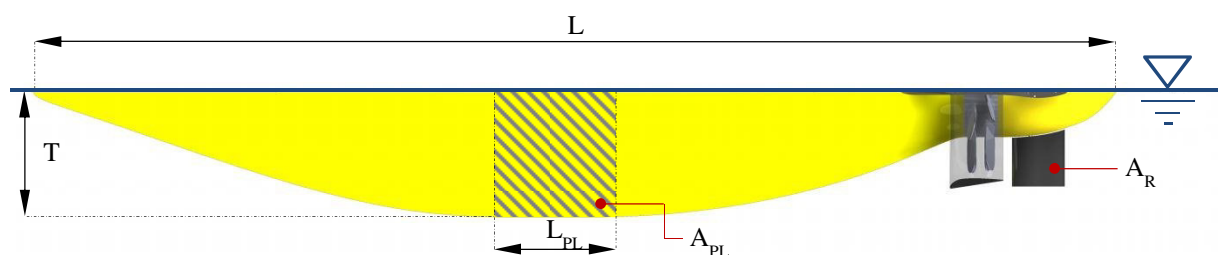


Abb. 4-3 Modell zur Auslegung der Rudergröße (mit einer Nutzlastsektion)

Dies ermöglicht den Einbau von zusätzlichen, in der Ausgangskonfiguration des Fahrzeugs nicht vorhandenen Geräten. Bei kommerziellen AUVs wird diese Möglichkeit von Auftraggebern genutzt, so dass sich die Bezeichnung Payload etabliert hat. Für die Ruder des Fahrzeugs bedeutet dieses modulare Fahrzeugkonzept, dass eine ausreichende Manövrierfähigkeit aller Fahrzeugkonfigurationen sichergestellt werden muss.

Für das AUV PreToS sind eine Ausgangskonfiguration ohne Payload sowie zwei weitere Konfigurationen mit jeweils einer und mit zwei Nutzlastsektionen vorgesehen. Jede Nutzlastsektion verlängert das Fahrzeug um $L_{PL} = 353 \text{ mm}$ und bewirkt eine Zunahme der Unterwasserlateralfäche um $A_{PL} = 0,334 \text{ m}^2$.

Die sich daraus ergebenden Parameter für die Auslegung der Ruder sind in der Tabelle 4-1 aufgeführt, wobei es sich um Werte für die untere Fahrzeughälfte gemäß der beschriebenen Modellannahme handelt.

Der Tiefgang des Fahrzeugs entspricht für alle Konfigurationen der Hälfte des maximalen Durchmessers der Rumpfform oder des Durchmessers der zylindrischen Nutzlastsektion ($T = 947 \text{ mm} / 2 = 473,5 \text{ mm}$).

Anzahl der Nutzlasten			ohne	eine	zwei
Gesamtlänge	L	[m]	3,758	4,111	4,464
verdrängtes Volumen	$\forall$	[l]	643,24	767,58	891,92
Unterwasserlateralfäche	A	[m ²]	1,1266	1,2937	1,4609

Tabelle 4-1 Parameter für die Ruderdimensionierung für verschiedene Fahrzeugkonfigurationen

Bei der Ausgangskonfiguration ohne Payload beträgt die Gesamtlänge des Fahrzeugs 3,758 m und weist mit einem Rumpfvolumen pro Fahrzeughälfte von 643,24 l und dem Maximaldurchmesser von 947 mm eine Rumpfform auf, die als völlig zu bezeichnen ist. Dabei hat das Fahrzeug den größten Rumpfdurchmesser in der Mitte und vergleichsweise kleine Rumpfdurchmesser im Bug und im Heck. Solche Rumpfformen wirken sich zwar stark positiv auf die Drehfähigkeit des Fahrzeugs aus, haben jedoch einen negativen Einfluss auf die Kursstabilität. Um bei solchen Fahrzeugrumpfformen Kurstabilität zu erreichen, sind größere Ruderflächen notwendig, als sie für die Sicherstellung einer ausreichenden Wendigkeit notwendig wären. Es ist jedoch auch die Anordnung eines Kiels oder fester Leitflächen zur Unterstützung der Kursstabilität denkbar.

Fahrzeuge mit einer länglichen und schlanken Rumpfform können schon mit sehr kleinen Ruderflächen eine gute Kursstabilität aufweisen. Um zusätzlich eine ausreichende Wendigkeit zu erreichen, wird bei solchen Fahrzeugformen jedoch eine umso größere Ruderfläche benötigt.

Aus diesem Grund muss bei der Ruderdimensionierung die Abhängigkeit vom Völligkeitsgrad der Rumpfform beachtet werden. Bei manchen Dimensionierungsverfahren wird deshalb als Grundlage für die Auslegungsrechnung ein Faktor für die Schiffsform verwendet, der beispielsweise mit Hilfe der Rumpflänge, der Rumpfbreite (entspricht im Fall des rotationssym-

metrischen AUVs dem Maximaldurchmesser des Rumpfs), der Verdrängung und dem Tiefgang gebildet wird. Andere Verfahren gehen von ähnlichen Rumpfformen bei gleichem Schiffstyp aus und benutzen schiffstypabhängige Faktoren.

Ein Beispiel für die Ermittlung der Rudergröße als Funktion des Schiffstyps ist die in den Klassifikations- und Bauvorschriften des Germanischen Lloyd zu findende Empfehlungsformel [Llo12], siehe Formel (4-1). Für die beiden Größen L und T werden die Länge und der Tiefgang des Schiffsrumpfs eingesetzt, siehe auch Abbildung 4-3. Der Faktor c_1 ist dabei der schiffstypabhängige Faktor, während c_2 bis c_4 Faktoren für die Ruderform, das Ruderprofil und die Anordnung im- oder außerhalb des Schraubenstrahls repräsentieren.

$$A = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot \frac{1,75 \cdot L \cdot T}{100} \quad (4-1)$$

Diese Formel ist in einer erweiterten Variante neben einigen weiteren Empfehlungen für die Dimensionierung der Ruder in [Kra12] gegeben. Die Erweiterung äußert sich in einer größeren Auswahlmöglichkeit zur Bestimmung der Faktoren c_1 bis c_4 und in der Einführung eines zusätzlichen Multiplikationsfaktors c_5 , der aus dem Streckungsverhältnis Λ (siehe Kapitel 3.1.1) der Ruderprojektionsfläche nach der Formel (4-2) berechnet wird.

$$c_5 = 1,167 \cdot \frac{3}{\Lambda + 2} \quad (4-2)$$

Der Faktor c_1 ist in beiden Quellen für übliche Schiffstypen wählbar. Für Spezialfahrzeuge, Unterwasserfahrzeuge und für AUVs gibt es jedoch keine Angabe. Aus diesem Grund wurde die oben beschriebene Berechnung zur Dimensionierung der Ruderfläche nur zu Vergleichszwecken herangezogen, während die eigentliche Auslegung mit dem in [Thi52a] und in [Thi62a] vorgestellten Verfahren geschah, bei dem die Ruderfläche als Funktion des mittleren Breiten-Längen-Verhältnisses des Fahrzeugrumpfs erfolgt. Das mittlere Breiten-Längen-Verhältnis ist dabei als Quotient der Lateralfläche A_L mit der Wasserlinienlänge L_{WL} und der Verdrängung ∇ des Fahrzeugrumpfs ($L_{WL} \cdot A_L / \nabla$) definiert und bildet damit einen schiffstypunabhängigen Formfaktor. Der Vorteil liegt darin, dass für jeden beliebigen Fahrzeugtyp dieser Formfaktor ermittelt und speziell dafür eine minimal notwendige und maximal sinnvolle Ruderfläche bestimmt werden kann, wobei einige Kriterien, wie die Anordnung des Ruders im Propellerstrahl und eine strömungsgünstige Rumpfform, vorausgesetzt werden.

Während die Verfahren in [Kra12] und [Llo12] die zwei beschriebenen Manöviereigenschaften (Wendigkeit und Kursstabilität) nicht unterscheiden, gibt das Verfahren in [Thi62a] die Möglichkeit, das Ruder entweder so zu dimensionieren, dass ausreichende Kursstabilität erreicht, oder, dass ein bestimmter minimaler Drehkreisradius ermöglicht wird. Ersteres kann speziell bei völligen Fahrzeugen angewendet werden ($L_{WL} \cdot A_L / \nabla < 7$), da für die notwendige Drehfähigkeit bereits kleinere Ruderflächen ausreichen. Bei länglichen und aufgrund ihrer

Rumpfform kursstabileren Fahrzeugen ($L_{WL} \cdot A_L / \forall \geq 9$) macht die Auslegung mit einem minimalen Drehkreisradius als Zielkriterium Sinn. Für die drei Konfigurationen des AUV ergibt sich ein Formfaktor von ca. 6,6 bis 7,3, was für alle drei Konfigurationen die Auslegung mit dem Zielkriterium der ausreichenden Kursstabilität erfordert.

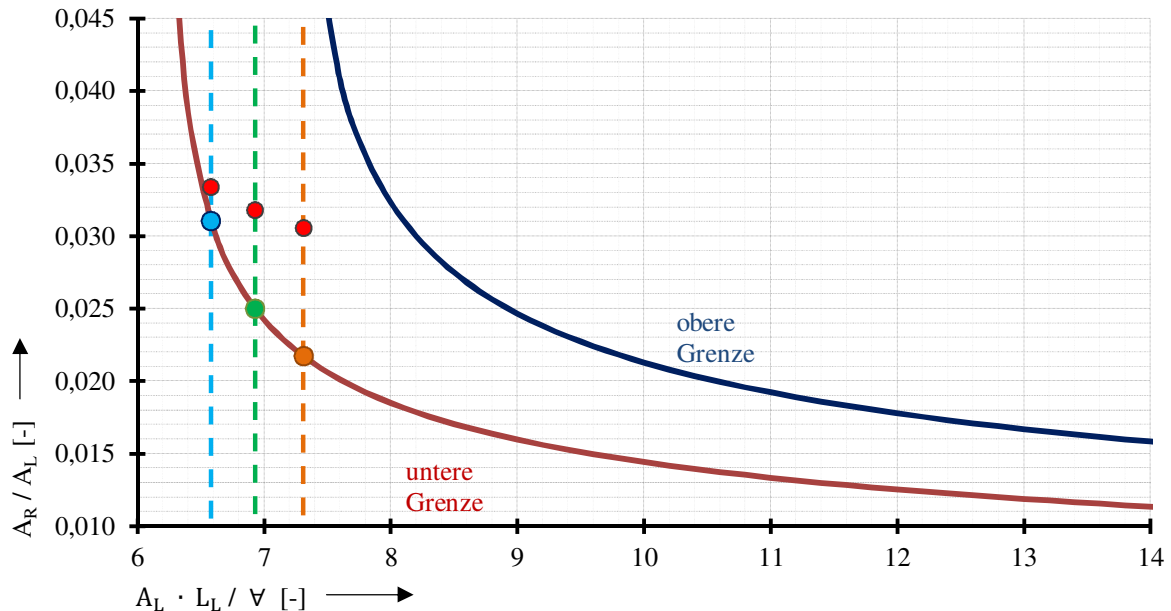


Abb. 4-4 Obere und untere Grenze der Rudergröße als Funktion des Formfaktors, nach [Thi62a]

Die Abbildung 4-4 stellt den Auslegungsprozess graphisch dar. Es ist jeweils die minimale und maximale Ruderfläche relativ zur Unterwasserlateralfäche als untere und obere Grenze über dem mittleren Breiten-Längen-Verhältnis aufgetragen. Oberhalb der maximalen Ruderfläche bewirkt eine weitere Vergrößerung keine nennenswerte Verbesserung der Manövriereigenschaften. Die Formfaktoren für die drei Konfigurationen des entwickelten Fahrzeugs (vgl. Tabelle 4-1) sind als vertikale Geraden eingetragen. Die Schnittpunkte mit der unteren Grenze ergeben die Mindestruderfläche. Keine der drei Konfigurationen weist eine übermäßig schlanke Rumpfform auf ($L_{WL} \cdot A_L / \forall \geq 9$), weshalb die mit der Forderung nach ausreichender Kurstabilität ausgelegten Ruderflächen eine ausreichende Wendigkeit des Fahrzeugs erwarten lassen. Die damit ermittelten Werte für die Ruderfläche als Prozentsatz der Unterwasserlateralfäche fallen mit steigender Anzahl der Nutzlastsektionen von 3,1 auf 2,17 Prozent, während die Unterwasserlateralfäche steigt, weshalb die Streuung der so bestimmten absoluten Ruderflächengrößen klein ausfällt, vgl. Tabelle 4-2. Zum Vergleich sind mit roten Punkten die Ergebnisse der Auslegung nach [Kra12] für die drei Fahrzeugkonfigurationen aufgetragen. Die dort verwendeten Faktoren c_1 bis c_4 wurden zu 1 gesetzt, und für die Bestimmung des Faktors c_5 wurde das Streckungsverhältnis von 0,92 der tatsächlich gebauten Ruder genutzt, welches sich in den weiter unten beschriebenen Schritten ergeben hat. Die ermittelten Werte für die minimale Ruderprojektionsfläche beider Auslegungsverfahren sind in der Tabelle 4-2 aufgeführt.

Anzahl der Nutzlastsektionen			ohne	eine	zwei
A_R / A_L	nach [Thi62a]	[-]	0,031	0,025	0,022
minimale A_R	nach [Thi62a]	[cm ²]	349,39	323,43	317,30
A_R / A_L	nach [Kra12]	[-]	0,033	0,032	0,031
A_R	nach [Kra12]	[cm ²]	375,96	411,28	446,59

Tabelle 4-2 Ermittelte Ruderflächengrößen für die drei Konfigurationen

Die Ergebnisse beider Verfahren schließen sich nicht aus, denn es ist nur die untere Grenze der im Verfahren nach Thieme ermittelten Größen aufgezeigt, und die obere Grenze wird von den größeren Werten des anderen Lösungswegs nicht überschritten. Es ist erkennbar, dass bei der Auslegung nach Thieme der Völligkeitsgrad mit zunehmender Länge des Fahrzeugs abnimmt, wodurch die für ausreichende Kurstabilität notwendige absolute Rudergröße trotz der größer werdenden Unterwasserlateralfäche ebenfalls kleiner wird. Beim anderen Auslegungsverfahren wächst die absolute Rudergröße jedoch mit zunehmender Länge des Fahrzeugs an, was aus dem vereinfachten Ansatz und der zugrundeliegenden Multiplikation des konstanten Tiefgangs T und der ebenfalls konstanten Faktoren c_1 bis c_5 mit der Fahrzeuglänge resultiert.

4.1.3 Festlegung der Ruderhöhe

Die nach Thieme ermittelte minimale Ruderfläche von ca. 350 cm² der Ausgangskonfiguration würde für ausreichende Manövriereigenschaften der zwei anderen Konfigurationen genügen. Die erforderliche Wendigkeit des Fahrzeugs ist aufgrund der Rumpfform bereits mit kleineren Ruderflächen erreichbar. Mit der als Minimum anzusehenden Fläche von 350 cm² wurden zunächst die konstruktiven Randbedingungen für den Aufbau der Ruderanlage überprüft.

Bei ersten CAD-Entwürfen hat sich gezeigt, dass aufgrund der im Kapitel 4.1.1 erwähnten konstruktiven Begrenzung der maximalen Ruderhöhe die ermittelte Ruderfläche ein Streckungsverhältnis von etwa 0,27 aufweist, während 0,7 als kritische untere Grenze gilt [Thi62a]. Dieses war dem anfangs ausgearbeiteten Konzept des Hauptantriebs geschuldet, da die konstruktiv maximale Ruderhöhe direkt vom Nabendurchmesser und dem Außendurchmesser der Propeller abhängt. Die Propellerdüse stellt aus Sicherheitsgründen die äußere radiale Begrenzung der Ruderhöhe dar.

Es wurde im Zuge dieser Auslegungen eine Änderung des Hauptantriebskonzepts herbeigeführt. Der Außendurchmesser des Propellers wurde von den ursprünglich geplanten 500 mm auf 650 mm vergrößert. Um das dadurch benötigte höhere Antriebsdrehmoment erreichen zu können, mussten auch die Außendurchmesser der Ringmotoren vergrößert werden. Der Durchmesser der Propellernabe ist deshalb ebenfalls von den ursprünglich geplanten 304 mm auf 344 mm vergrößert worden. Damit konnte der radiale Abstand zwischen dem Rumpf und der Propellerdüse, von dem die Ruderhöhe direkt abhängt, um etwa 50 Prozent von ursprünglich 98 mm auf 153 mm erhöht werden.

Die Propellerfläche wurde durch diese Änderung von $12,38 \text{ dm}^2$ auf $23,89 \text{ dm}^2$ fast verdoppelt. Eine Vergrößerung der Propellerfläche bewirkt bei gleichbleibendem Schub eine langsamere Drehzahl der Propeller, eine kleinere Beschleunigung des Fluids und damit einen höheren theoretisch erreichbaren Wirkungsgrad der Propeller, so dass mit dieser Änderung zu Gunsten eines besseren Ruder-Streckungsverhältnisses ein ebenfalls positiver Effekt für die Hauptantriebe erzielt wurde.

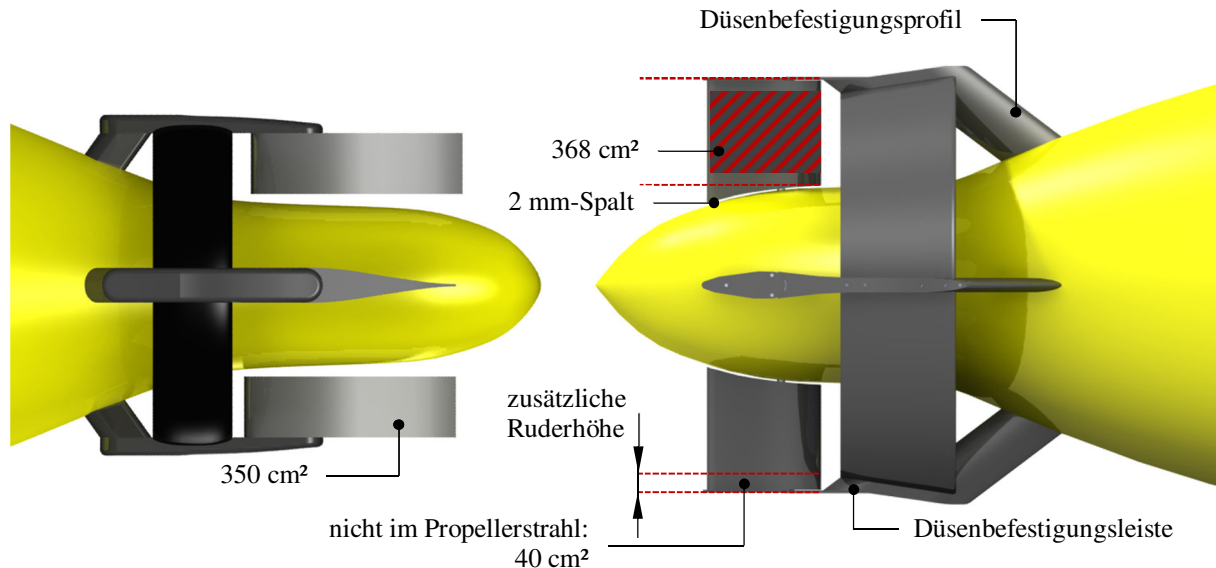


Abb. 4-5 Änderung des Ruder-Streckungsverhältnisses durch vergrößerten Hauptantrieb bei annähernd gleichbleibender Ruderfläche, links: Ursprüngliches Konzept, rechts: Verbessertes Streckungsverhältnis

Die Abbildung 4-5 zeigt die Änderung zur Vergrößerung der erreichbaren Ruderhöhe an einer Geometriestudie zu Beginn des Entwicklungsprozesses mit dem anfänglichen Hauptantriebskonzept und einem CAD-Modell einer späteren Version der Ruderanlage mit eingearbeitetem neuen Konzept des Hauptantriebs.

Die Ruderhöhe konnte durch die 20 mm über den hinteren Düsendurchmesser reichende Befestigungsleiste der Düse (siehe zusätzliche Ruderhöhe in der Abbildung 4-5) noch etwas vergrößert werden. Dieser Teil der Ruderfläche liegt jedoch nicht im Propellerstrahl, so dass er nicht gleichwertig zur restlichen Ruderfläche hinzuaddiert werden kann.

Die Umrissform wurde so gestaltet, dass das zum Rumpf zeigende Ruderende (Ruderwurzel) der Rumpfform nachempfunden ist. In der Nullstellung wird so ein gleichmäßiger kleiner Spalt von 2 mm zum Rumpf gebildet. Die dadurch vergrößerte Projektionsfläche trägt ebenfalls nur geringfügig zur Querkraftentstehung am Ruder bei, da der Auftrieb eines Profils hauptsächlich in den vorderen zwei Dritteln der Profillänge entsteht [Sch88] und der Großteil der dadurch zusätzlich gewonnenen Fläche sich im hinteren Teil des Ruders befindet. Deshalb wird dieser Ruderflächenanteil nicht mit in die Gesamtruderfläche eingerechnet, was in der Abbildung 4-5 durch die fehlende Schraffur in diesem Bereich angedeutet ist. Jedoch wird durch den Übergang zum Rumpf an der Rudersohle die Seitenumströmung größtenteils ver-

hindert, was zu einem höheren effektiven Streckungsverhältnis des Ruders führt. Da der Spalt sich durch das Anstellen des Ruders vergrößert, ist dieser Effekt bei der Nullstellung des Ruders maximal und kommt hauptsächlich bei kleinen Anstellwinkeln zum Tragen. Dadurch wirkt sich diese Maßnahme besonders positiv auf die Kursstabilität aus und unterstützt das aktive Korrigieren des Kurses durch kleine Ruderausschläge (aktive Kursstabilisierung).

An den äußeren Ruderenden (Rudersohle) wurden Ruder-Endscheiben angeordnet, die ebenfalls den Druckausgleich zwischen Druck- und Saugseite durch Seitenumströmung eindämmen und das effektive Streckungsverhältnis weiter erhöhen. Die Endscheiben sind dabei zweiteilig aufgebaut, so dass der als Abstreifleiste bezeichnete Teil an der Düsenbefestigungsleiste verschraubt wird und der zweite Teil direkt auf der Rudersohle. Die Abstreifleiste bewegt sich im Gegensatz zur ruderfesten Endscheibe bei Anstellung der Ruder nicht mit und hat die zusätzliche Aufgabe, zu verhindern, dass Seile oder Gegenstände zwischen die Ruder und die Propellerdüse geraten, siehe Abbildung 4-6.

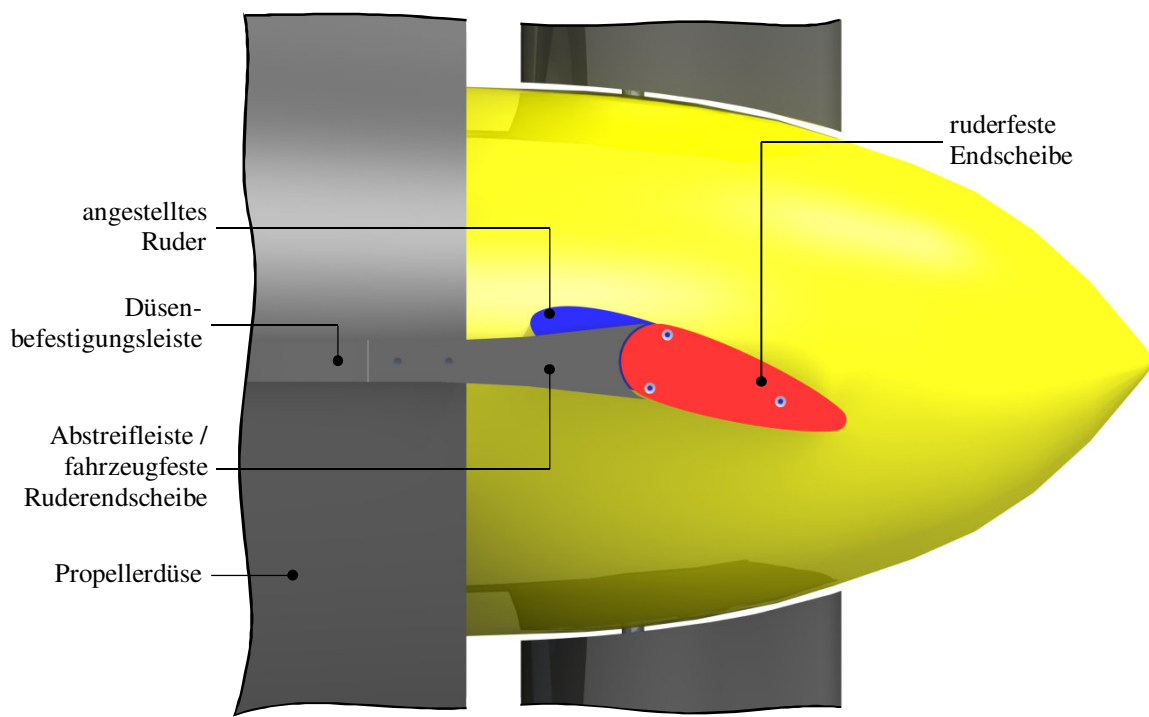


Abb. 4-6 Zweigeteilte Endscheibe an der Rudersohle bei angestelltem Ruder

Die gewählte Ruderhöhe der rechteckigen Grundform (schraffierte Fläche in der Abbildung 4-5) des Ruders beträgt 184 mm und die Profillänge 200 mm. Insgesamt ergibt sich ein Flächeninhalt des so ausgelegten Ruders von 389,32 cm², wobei etwa 328 cm² als vollständig im Propellerstrahl befindliche Fläche angesehen werden kann. Als Streckungsverhältnis ergibt sich ein Wert von 0,92 und liegt damit über der von [Thi62a] angegebenen kritischen unteren Grenze von 0,7.

4.1.4 Anforderungen an das Ruderprofil

Die im Propellerstrahl liegende Ruderfläche von 328 cm^2 liegt aus konstruktiven Gründen unter dem nach Thieme ermittelten Minimum von 350 cm^2 . Die mit dem zweiten angewandten Verfahren (nach [Kra12]) ermittelten Werte werden für alle betrachteten Fahrzeugkonfigurationen auch mit Hinzurechnung der nicht im Propellerstrahl liegenden Ruderfläche (insgesamt 368 cm^2) nicht erreicht.

Vergleicht man weiterhin visuell die Proportionen der Ruder von bekannten AUVs (siehe zum Beispiel Abbildung 2-4) zum Gesamtfahrzeug mit dem ausgelegten Ruder, wird deutlich, dass dort die Ruderflächen größer erscheinen. Hinzu kommt, dass die meisten Langstrecken-AUVs eine länglichere Rumpfform aufweisen als das entwickelte Fahrzeug, wodurch eine bessere Kurstabilität aufgrund der Rumpfform als Randbedingung für dort verwendete Ruder gegeben ist. Aufgrund der völligen Rumpfform des AUVs PreToS müssten demzufolge noch größere Ruderflächen verwendet werden.

Die kleine Ruderfläche ist in Bezug auf die Kursstabilität dadurch gerechtfertigt, dass unterstützende, als feste Leitflächen wirkende Komponenten am Fahrzeug vorhanden sind. Hierzu zählen die Propellerdüse und die vier Befestigungsprofile (siehe Abbildung 4-5) der Düse, die symmetrische Profile (NACA 16-021) aufweisen, siehe Kapitel 6.5. Weiterhin verbessert der verhältnismäßig große Außendurchmesser des Hauptantriebs die Kursstabilität des Fahrzeugs [Sch88].

Für weitere Manövriereigenschaften, wie die aktive Kursstabilität, die Fähigkeit, Kursstörungen durch kurzzeitiges Anstellen der Ruder auszugleichen und für das Stützen, die Fähigkeit, aus einem Drehmanöver durch kurzzeitiges Anstellen der Ruder entgegen der Drehrichtung einen Geradeauskurs einzustellen, ist jedoch die bewegliche Leitflächengröße ausschlaggebend.

Die Größe der seitlichen Ruderprojektionsfläche bildet zwar das Hauptauslegungskriterium, ist jedoch, wie im hier aufgezeigten Fall, meistens durch konstruktive Parameter nach oben begrenzt. Bei fester Ruderfläche erlaubt die Gestaltung des Ruderprofils als weitere Einflussgröße, die Leistungsfähigkeit des Ruders zu erhöhen. Da die ausgelegte Ruderfläche mit einem außerhalb des Propellerstrahls liegenden Teil nur knapp die berechnete minimale Fläche erreicht, ist keine zusätzliche Sicherheit durch Überdimensionierung gegeben. Diese Zusammenhänge erfordern die Verwendung eines Hochleistung-Profils für den Aufbau der Ruder.

Für die geforderte Erhöhung der aktiven Kursstabilität und für präzises Stützen muss das zu wählende Ruderprofil möglichst hohe Auftriebswerte schon bei kleinen Anstellwinkeln aufweisen. Das heißt, dass eine hohe Steigung der Auftriebskennlinie um den Nullwinkel gefordert ist.

Der Maximalauftrieb bestimmt den kleinsten Drehradius und damit die Wendigkeit des Fahrzeugs. Als weitere Anforderung ist der kritische Winkel zu nennen, bei dem der Strömungsabriss einsetzt. Je größer dieser ist, desto geringer ist die Wahrscheinlichkeit, dass das Ruder

während des Betriebs Abrisserscheinungen erfährt, die zu einem plötzlichen Abfallen der Steuerkräfte und zum Anstieg des Rudermoments und Widerstands führen.

Neben den Beiwerten der hydrodynamischen Kräfte wird bei Schiffen üblicherweise die Kavitationsgefährdung der Ruderprofile analysiert, da diese neben Wirkungsverlusten und erhöhter Lärmentwicklung auch eine Schwingungsbelastung sowie einen schnellen Verschleiß der Ruder bewirkt. Im Gegensatz zu Rudern von schnellen Schiffen, wo sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten und das Ruder sich immer nahe der Wasseroberfläche befindet, sind die Ruder des AUVs nicht kavitationsgefährdet, da hier nur kleine Anströmgeschwindigkeiten vorkommen und die Unterwasserfahrt die überwiegende Einsatzweise darstellt. Schon ab vergleichsweise kleinen Tauchtiefen ist der hydrostatische Druck so hoch, dass die Dampfdrücke des Wassers weder von der Propellerblatt- noch von der Ruderumströmung unterschritten werden. Aus diesem Grund wird der Aspekt der Kavitation bei der Ruderprofilwahl nicht betrachtet.

4.1.5 Auswahl der Profilform

Da eine hohe Robustheit und ein geringer Wartungsaufwand gefordert sind, wurde aus den beschriebenen Aufbauweisen der Hochleistungsrunder ein starres Ruderprofil mit einem Stauschwanz gewählt, siehe Kapitel 3.1.5.

Die einzigen bekannten Entwurfsgrundlagen zu Ruderprofilen mit einem modern ausgeführten Stauschwanz sind in einem Forschungsbericht der SVA-Potsdam zu finden [Hei04a], [Hei04b]. Darin wird, ausgehend von HSVA-Mischprofilen durch Optimierung der Profilgeometrie, zunächst ein optimiertes Mischprofil entwickelt. Dabei wurden Geometriemodifikationen durch potentialtheoretische Berechnungen auf ihre hydrodynamischen Auswirkungen untersucht. Das Ergebnis der Geometrieoptimierung ist das MP SVA-22 Profil, welches ähnliche Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte wie die ursprünglichen HSVA-Mischprofile aufweist, dafür aber weniger kavitationsgefährdet ist. Als Ergebnis dieses Optimierungsvorgangs wird in der genannten Quelle festgehalten, dass mit den Mischprofilen bereits sehr gute Profile für Ruder vorhanden sind und eine weitere Optimierung der konventionellen Ruderprofilform nur unter großen Anstrengungen möglich ist.

Es werden deshalb im selben Forschungsvorhaben neben der konventionellen Methode der Geometrieoptimierung zwei weitere Möglichkeiten zur Verbesserung der Rudereigenschaften untersucht. Einerseits wurde mit der entwickelten MP SVA-22 Profilgeometrie ein geteiltes Ruderprofil als Flossenruder aufgebaut. Andererseits wurde das MP SVA-22 mit einem Stauschwanz versehen, um ein Ruderprofil nach dem Vorbild des Schillingruders zu erhalten. Die so modifizierten MP SVA-22 Profile wurden ebenfalls auf ihre hydrodynamischen Eigenschaften untersucht. Die Auftriebsbeiwerte des Flossenruders erreichten die besten Ergebnisse im ganzen Winkelbereich bei einer Anströmung von vorn, jedoch zeigte die vergleichsweise einfache Modifikation des am Ausgangsprofil angebrachten Stauschwanzes ebenfalls deutliche Verbesserungen. Dabei wurden höhere Auftriebsbeiwerte erreicht, wobei die Wider-

standsbeiwerte ebenfalls angestiegen sind. Aus diesem Grund wurde das MP SVA-22-FT Ruderprofil aus [Hei05] als Grundform für die Ruder des AUVs gewählt. Die Abbildung 4-7 stellt das Ruderprofil mit einigen aufgetragenen charakteristischen Größen dar. Die Zahl 22 in der Benennung des Profils bezieht sich auf die dickste Stelle von 22 Prozent bei 35 Prozent Dickenrücklage. Ferner befindet sich die Ruderwelle bei 35 Prozent der Profillänge.

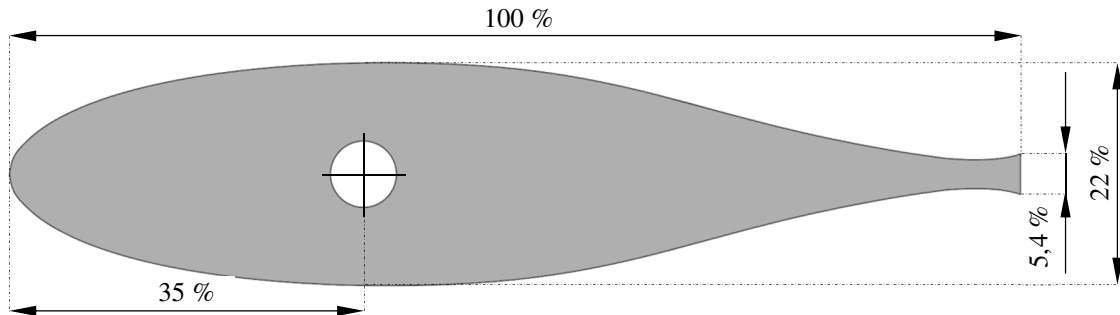


Abb. 4-7 MP-SVA22-FT Ruderprofil mit charakteristischen Größen, nach [Hei05]

Im Forschungsbericht existieren jedoch nur mit der CFD-Software CFX-5 ermittelte Ruderprofilkennwerte (zweidimensionaler Fall), so dass im Rahmen der vorliegenden Arbeit zunächst eine experimentelle Untersuchung zur Validierung der numerisch ermittelten Werte erfolgte. Während der Versuche konnte ferner der Einfluss der zweigeteilten Endscheibe auf die Kennwerte des Ruders in dreidimensionaler Versuchsanordnung nachgewiesen werden.

4.1.6 Experimentelle Untersuchungen zum Ruderprofil

Die experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung der Ruderkräfte und Momente erfolgten im großen Umlauf- und Kavitationstank K27 des Instituts für Land- und Seeverkehr der Technischen Universität Berlin mit Unterstützung des Fachgebiets Dynamik Maritimer Systeme. Es wurde die kleinere der beiden vorhandenen Messstrecken genutzt, die einen maximalen Strömungsquerschnitt von 0,6 mal 0,6 Meter aufweist [ILS13a]. Für die Versuche wurde jedoch die Querschnittshöhe der Messstrecke durch Zwischenböden, wie im Folgenden beschrieben, begrenzt.

Quasi-zweidimensionale Messanordnung

Als erstes wurden die Kraft- und Momentbeiwerte für das Ruderprofil in einer quasi-zweidimensionalen Messanordnung, wie sie im Kapitel 3.1.2 beschrieben ist, ermittelt. Dazu wurde ein Rudermmodell mit einer Profillänge von 130 mm (1 zu 1,54 Maßstab im Vergleich zum Fahrzeugruder) und einer Ruderhöhe von 250 mm aus Hartholz angefertigt. Das Ruder wurde an der Sechs-Komponenten-Waage der Messstrecke über eine Stahlwelle befestigt. Die Messstrecke wurde mit geschlossener Oberfläche betrieben, die durch einen Zwischenboden mit einer Bohrung für die Ruderwelle realisiert wurde, so dass ein Spalt von 1,8 mm zwischen der Ruderwurzel und dem oberen Zwischenboden eingestellt werden konnte. Die Messstrecke

weist einen weiteren, in der Höhe verstellbaren Zwischenboden auf, der als untere Begrenzung genutzt werden kann. Für die quasi-zweidimensionale Messanordnung wurde dieser an die Rudersohle soweit gehoben, bis ein Spalt von etwa 2,4 mm zwischen Ruder und dem unteren Zwischenboden bestehen blieb, siehe Abbildung 4-8.

Es wurden für die Versuche verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten in der Messstrecke erzeugt und dabei die Ruderkräfte gemessen. Jedoch konnte nur eine Reynoldszahl von maximal $4,6 \cdot 10^5$ erreicht werden, da aufgrund der Messstreckenversperrung durch das Ruder bei höheren Geschwindigkeiten und Anstellwinkeln Luft unter dem unteren Zwischenboden einbrach und eine Verfälschung der Messwerte nicht ausgeschlossen werden konnte.

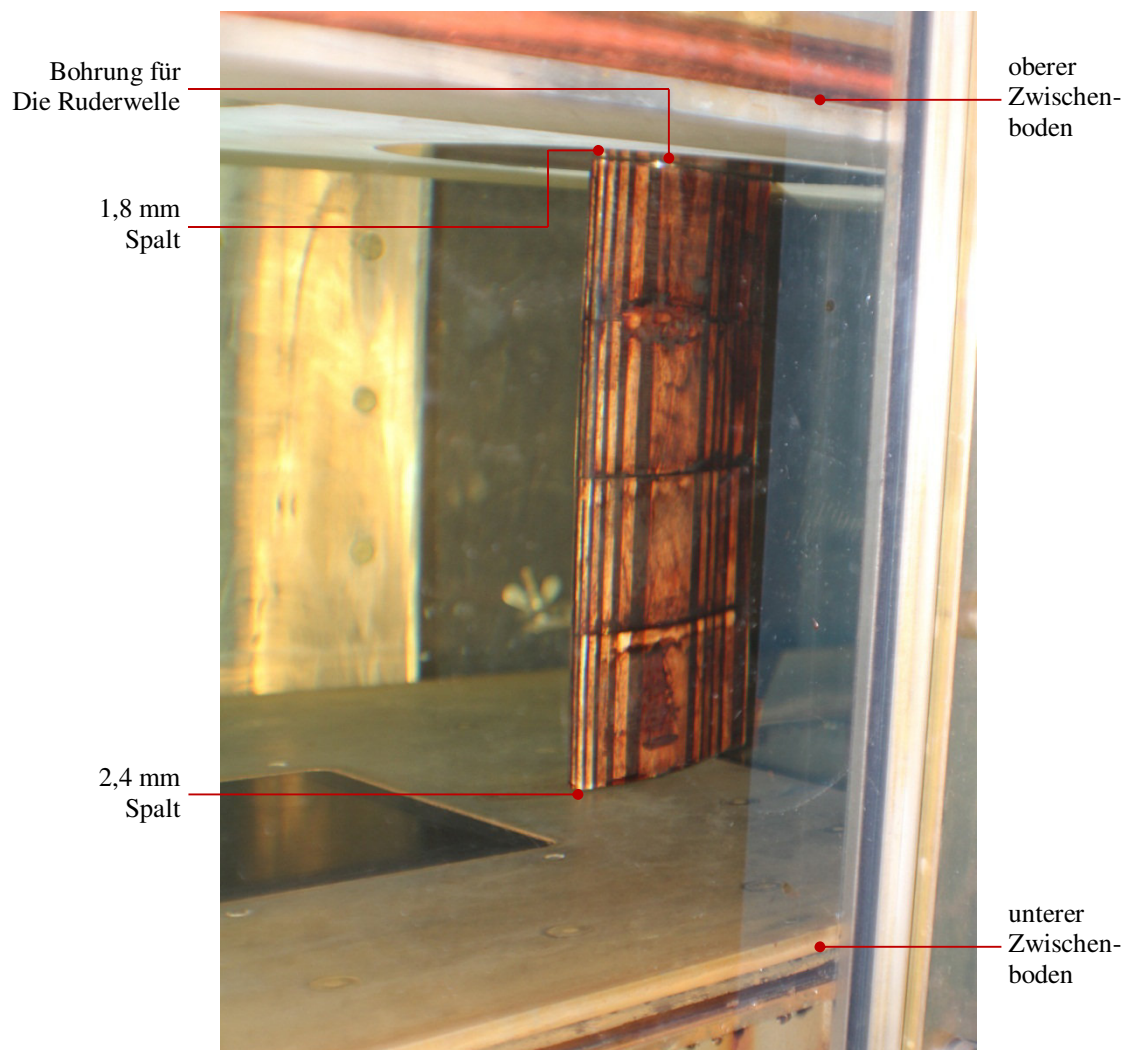


Abb. 4-8 Quasi-zweidimensionale Messanordnung für die Ermittlung der Ruderprofilbeiwerte

Im Diagramm in der Abbildung 4-9 sind die aus den gemessenen Kräften der quasi-zweidimensionalen Versuchsanordnung berechneten Widerstands- und Auftriebsbeiwerte des Ruderprofils MP SVA-22-FT aufgezeigt. Zum Vergleich sind ebenfalls die mit dem Programm CFX-5 numerisch ermittelten Beiwerte [Hei05] und die experimentell ermittelten Beiwerte des ursprünglichen Mischprofils aus [Hei05] aufgetragen. Es sind gut überdeckende Kennli-

nien der experimentell und numerisch ermittelten Auftriebsbeiwerte des MP SVA-22-FT Profils erkennbar. Die etwas kleineren Auftriebsbeiwerte beim Experiment sind auf das Vorhandensein eines oberen und unteren Spalts in der Versuchsanordnung, Fertigungsungenauigkeiten bei der Herstellung des Rudermodells und den im Vergleich zur Kernströmung in der Messstrecke langsameren Grenzschichtströmungen am oberen und unteren Ruderende aufgrund der Zwischenböden zurückzuführen. Eine Abnahme des Auftriebsbeiwerts aufgrund von einsetzendem Strömungsabriss ist bei beiden Kennlinien ab etwa 16 Grad erkennbar, jedoch ist dieser Effekt bei den im K27 ermittelten Werten stärker ausgeprägt. Ferner sind die Widerstandsbeiwerte bis zu einem Anstellwinkel von acht Grad fast gleich, bei größeren Anstellwinkeln sind jedoch die numerisch ermittelten Werte um bis zu 14 Prozent kleiner.

Die zwei zuletzt genannten Abweichungen können durch die fast halb so große Reynoldszahl ($4,6 \cdot 10^5$) des Versuchs im Vergleich zur numerischen Berechnung ($7,5 \cdot 10^5$) erklärt werden.

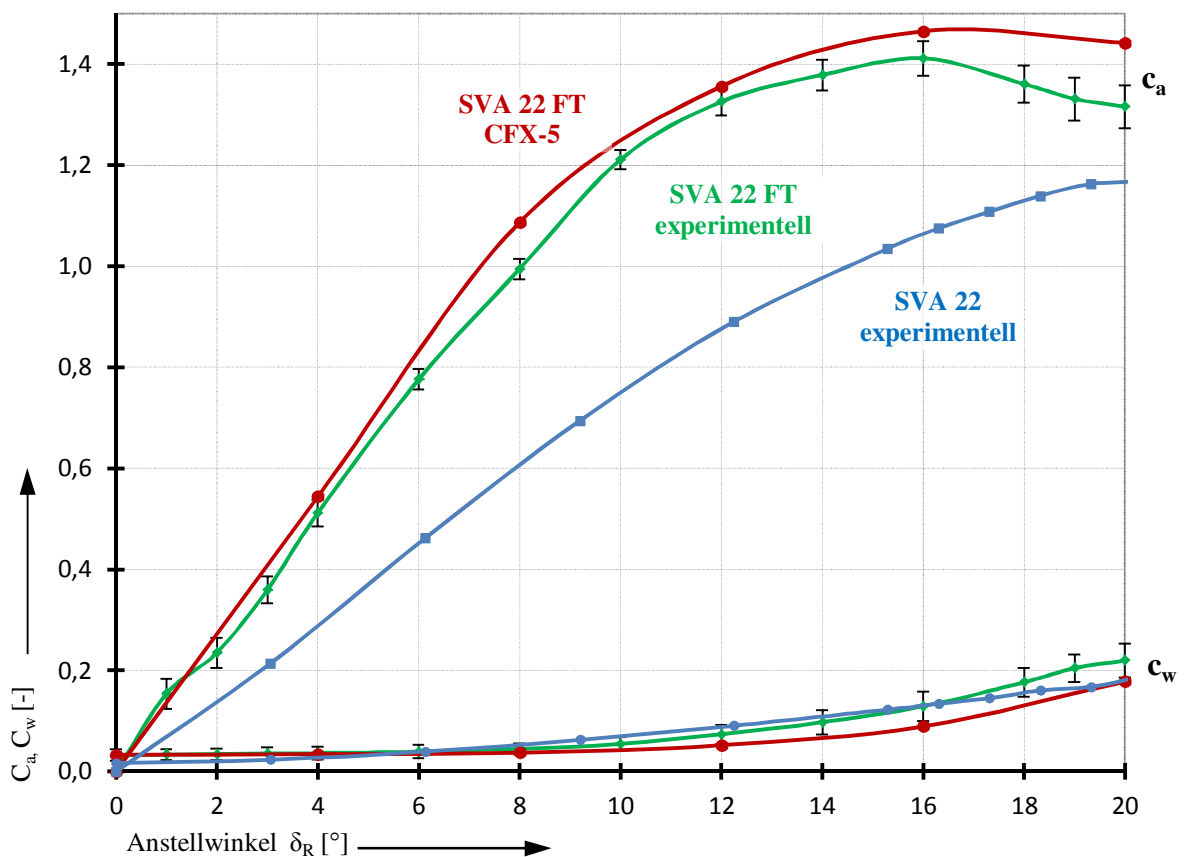


Abb. 4-9 Vergleich der Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte MP SVA-22-FT, grün: im K27 ermittelte Beiwerte, rot: mit CFX-5 ermittelte Beiwerte [Hei05], blau: experimentell ermittelte Beiwerte des SVA-22 Mischprofils [Hei05]

Im Vergleich zum Mischprofil SVA-22 hat das mit einem Stauschwanz versehene Ruderprofil SVA-22-FT deutlich höhere Auftriebsbeiwerte im ganzen Anstellwinkelbereich (bis zu 34 Prozent). Die Widerstandsbeiwerte des MP SVA-22 sind bei Anstellwinkeln bis sechs Grad etwas kleiner und zwischen sechs und 15 Grad größer als beim MP SVA-22-FT Profil.

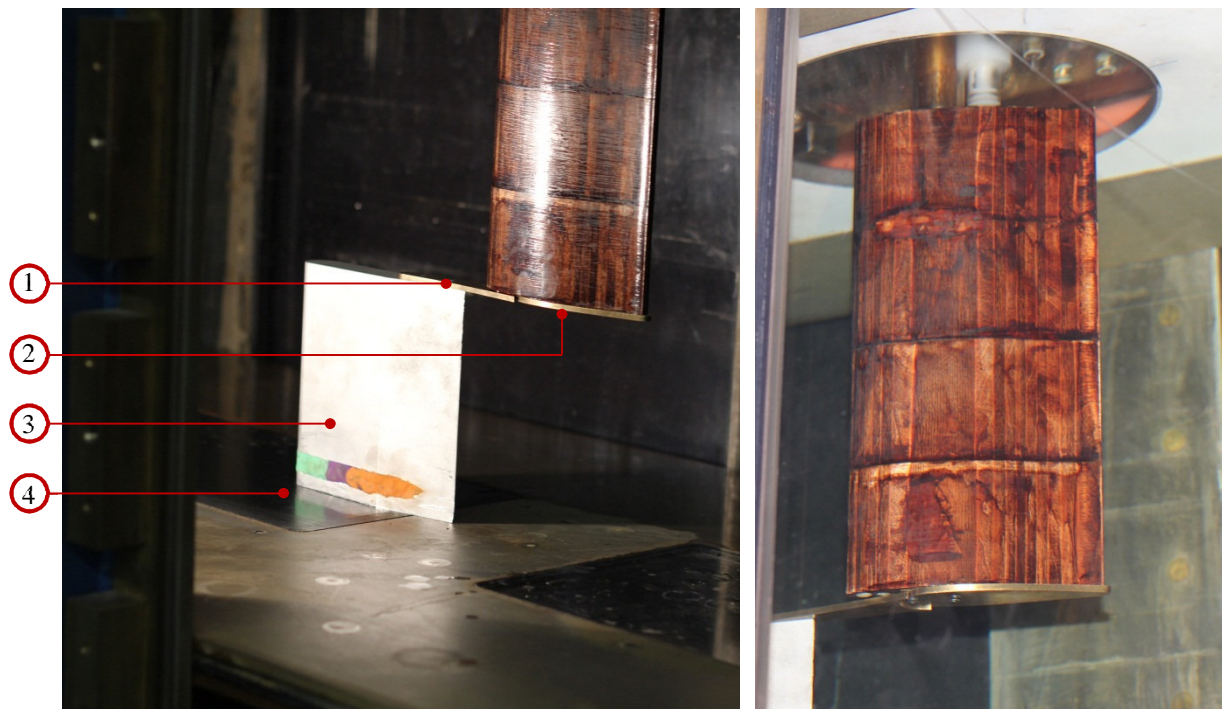
Bei noch größeren Anstellwinkeln sind wieder die Widerstandsbeiwerte des MP SVA-22-FT höher. Die Werte des MP SVA-22 Profils wurden im Versuch bei einer Reynoldszahl von etwa $4,7 \cdot 10^5$ ermittelt [Hei05] und erlauben aufgrund der fast gleich großen Reynoldszahl des durchgeführten Versuchs mit dem Ruderprofil MP SVA-22-FT einen guten Vergleich der Profilleistungen. Jedoch wurden in [Hei05] bei der Versuchsdurchführung der quasi-zweidimensionalen Anordnung oberhalb und unterhalb des an Kraftmessgeräten aufgehängten Ruders feste Ruderattrappen angeordnet, wodurch der beschriebene Einfluss der Zwischenböden wegfällt. Bei der gleichen Messanordnung, wie sie in der Abbildung 4-8 dargestellt ist, sind deshalb minimal kleinere Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte zu erwarten.

Dreidimensionale Messanordnung

Um den Einfluss der Ruder-Endscheiben (vgl. Abbildung 4-6) auf die Eigenschaften des Ruders zu bestimmen, wurden Versuche ohne Begrenzung des Messstreckenkanals an der Rudersohle durchgeführt. Dazu wurde der untere Zwischenboden abgesenkt und ein Sichtfenster im Zwischenboden gegen eine passend angefertigte Kunststoffplatte ausgetauscht, die es ermöglichte, über Gewindebohrungen ein Aluminiumprofil unterhalb des Modellruders zu befestigen, siehe Abbildung 4-10. Dieses strömungsgünstig geformte Profil erlaubt die Befestigung einer Abstreifleiste, die im Modellmaßstab der für das Fahrzeug konstruierten Form entspricht und somit den fahrzeugfesten Teil der Ruderendscheibe im Versuch simuliert. Der ruderfeste Teil der Endscheibe wurde ebenfalls durch ein im gleichen Maßstab angefertigtes Modell simuliert. Damit ein minimaler Spalt (etwa 0,8 mm) zwischen dem festen Endscheibenteil und dem Ruderende entsteht, wurde der Zwischenboden samt Aluminiumprofil soweit angehoben, bis sich eine Messstreckenhöhe von etwa 407 mm ergeben hat.

Zur Durchführung der Referenzmessung wurde die Messstreckenhöhe bei 407 mm belassen, beide Endscheibenteile abmontiert und Messungen mit freiem Ruderende durchgeführt. Aufgrund eines eventuellen Einflusses des Aluminiumprofils auf die gemessenen Ruderkräfte wurden die Versuche ebenfalls mit stehendem Aluminiumprofil durchgeführt. Beide Versuche erfolgten bei einer Reynoldszahl von $4,6 \cdot 10^5$. Die Ruderwurzel wurde unverändert mit einem Spalt von 1,8 mm zum oberen Zwischenboden begrenzt.

In der Abbildung 4-11 sind die Ergebnisse der Messungen mit den zwei beschriebenen dreidimensionalen Messanordnungen anhand der Kennlinien der Widerstands- und Auftriebsbeiwerte dargestellt.



1: Simulation der fahrzeugfesten Endscheibe

2: Simulation der ruderfesten Endscheibe

3: Aluminiumprofil

4: Sichtfensterersatz zur Aluminiumprofilbefestigung

Abb. 4-10 Dreidimensionale Messanordnung zur Ermittlung der Ruderkräfte mit zweigeteilter Ruderendscheibe, links: Versuchsvorbereitung mit geöffneter Messstrecke, rechts: laufender Versuch mit angestelltem Ruder

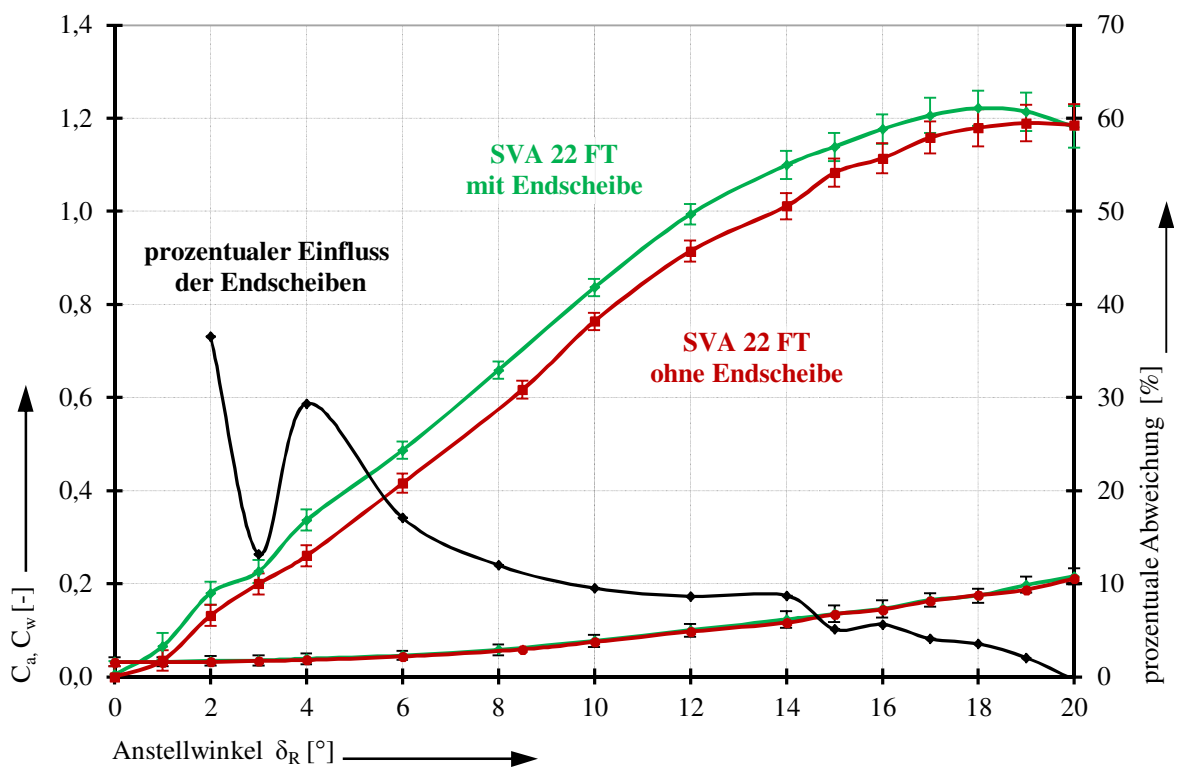


Abb. 4-11 Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte des Ruders mit und ohne Endscheiben

Wie erwartet sind die Auftriebsbeiwerte aufgrund des freien Ruderendes und der daraus resultierenden Randumströmung etwas kleiner als die in der quasi-zwei-dimensionalen Anordnung ermittelten Werte, vgl. Abbildung 4-9. Die Widerstandsbeiwerte zeigen annähernd den gleichen Verlauf für alle drei Messanordnungen. Das Ruder mit zweigeteilter Endscheibe erzielt im ganzen Anstellwinkelbereich (außer bei 20 Grad) höhere Auftriebsbeiwerte, jedoch fällt die Kennlinie über dem kritischen Winkel (ca. 18 bis 19 Grad) stärker ab als die Kennlinie des Ruders ohne Endscheibe. Insbesondere bei kleinen Winkeln wurde eine Vergrößerung der Auftriebsbeiwerte von bis zu fast 37 Prozent gemessen. Dieser ungewöhnlich hohe Wert lässt einen möglichen Messfehler deuten, der bei kleineren Anstellwinkeln auftrat. Als Erklärung können die bei kleinen Anstellwinkeln viel kleineren Ruderkräfte im Vergleich zum Messbereich der Kraftaufnehmer herangezogen werden. Ferner bewirkt ein minimaler Offsetwert in diesem Messbereich starke prozentuale Unterschiede. Bei größeren Winkeln sind die Werte jedoch repräsentativ. Die Zunahme des Auftriebsbeiwerts liegt bis zum Winkel von 14 Grad bei etwa 10 Prozent. Aufgrund der stärkeren Abrisseffekte der Anordnung mit der Endscheibe fällt der prozentuale Unterschied zwischen 14 und 20 Grad bis auf null Prozent ab.

Bewertung der Versuchsergebnisse

Im Vergleich zu einem guten konventionellen Ruderprofil (MP-SVA-22) konnten wesentlich bessere Auftriebsbeiwerte (bis zu 34 Prozent) des Profils mit Stauschwanz (MP SVA-22-FT) experimentell nachgewiesen werden. Eine steilere Kennlinie sorgt schon bei sehr kleinen Anstellwinkeln für deutlich höhere Steuerkräfte eines Ruders mit dieser Profilierung, aber auch für höhere erreichbare Maximalkräfte. Weiterhin konnte der positive Einfluss der Ruderendscheiben auf die Auftriebsbeiwerte des Ruders nachgewiesen werden, wobei bei kleinen Anstellwinkeln die Verbesserung besonders hoch ist. Dies lässt sich mit dem Aufbau der zweigeteilten Endscheibe erklären, da bis zu einem Anstellwinkel von etwa acht Grad die über das Profil ragende Fläche des fahrzeugfesten Endscheibenteils auf der Druckseite größer wird. Bei größeren Anstellwinkeln befindet sich der vordere Teil des Ruders außerhalb des Überdeckungsbereichs der fahrzeugfesten Endscheibe, vgl. Abbildung 4-6 (dort ist ein Anstellwinkel von etwa 15 Grad abgebildet).

Eine Endscheibe am Ruder bewirkt eine Erhöhung des effektiven Seitenverhältnisses, da die Randumströmung eingedämmt wird. Dies konnte durch die höheren Auftriebsbeiwerte und den bei kleineren Anstellwinkeln einsetzenden Strömungsabriss nachgewiesen werden.

Die Auswirkung eines größeren Streckungsverhältnisses Λ auf die Kennlinie des Auftriebsbeiwerts kann zum Vergleich der Abbildung 4-12 entnommen werden.

Der Einfluss der Endscheiben auf die Erhöhung der Steuerkräfte ist umso höher, je kleiner das Streckungsverhältnis des ursprünglichen Ruders ist [Sch88]. Da das Modellruder ein Streckungsverhältnis von 1,92 aufweist und das Fahrzeugruder hingegen ein Streckungsverhältnis von 0,92, ist zu erwarten, dass der positive Einfluss am Fahrzeugruder noch größer ausfällt.

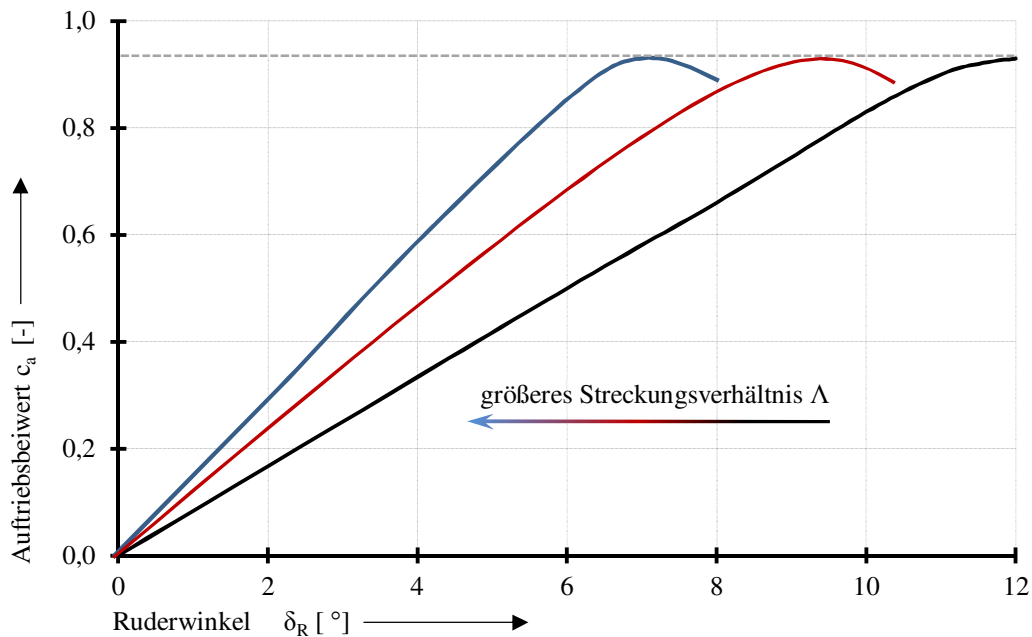


Abb. 4-12 Kennlinienverschiebung des Auftriebsbeiwerts infolge eines größeren Streckungsverhältnisses der Ruderfläche, nach [Kra12]

Das Ruder wird im Fahrzeug um maximal 30 Grad in beide Richtungen angestellt. Der in den Versuchen unterhalb von 20 Grad liegende kritische Winkel wird im Betrieb am Fahrzeug jedoch nicht erreicht, da das Fahrzeug immer einen Driftwinkel aufweist, wenn das Ruder sich im Maximalausschlag befindet. Der relative Anströmwinkel des Ruders wird durch die Schräganströmung während des Driftens im Vergleich zum Anstellwinkel in Bezug zur Fahrzeuglängsachse reduziert. Ferner ist durch das kleinere Streckungsverhältnis eine weitere Verschiebung des kritischen Winkels zu größeren Anstellwinkeln zu erwarten. Eine Widerstandszunahme durch das Anbringen der zweigeteilten Endscheibe konnte in den Versuchen nicht nachgewiesen werden.

Als einziger Nachteil sind jedoch die größeren Widerstandsbeiwerte bei kleinen Anstellwinkeln gegenüber dem zum Vergleich verwendeten konventionellen Ruderprofil zu nennen. Der Widerstandsbeiwert des MP SVA-22-FT Profils ist beim Nullwinkel fast doppelt so hoch. Da Ruder jedoch nur wenige Prozent zum Fahrzeugwiderstand beitragen, wird im Anwendungsfall die Erhöhung des Gesamtfahrzeugwiderstands nur gering ausfallen.

Mit den gewonnen Kraft- und Momentbeiwerten ließen sich weiterhin die hydrodynamischen Belastungen auf die Ruder abschätzen und bei der Konstruktion der festigkeitsrelevanten Bauteile, wie Ruderwellen, Ruder und Rudergrundgerüst berücksichtigen. Ebenfalls ließ sich mit den Werten eine Abschätzung der benötigten Antriebsleistung der Ruderanlenkmotoren vornehmen.

4.2 Konstruktion der Ruderanlage

In diesem Kapitel werden die konstruktive Ausgestaltung sowie der Aufbau der Ruderanlage beschrieben. Die Ruderanlage umfasst den kompletten Fahrzeugteil, der sich hinter dem Hauptantrieb befindet. Neben den Rudermotoren, Ruderwellen und Ruderlagern befindet sich ebenfalls das heckseitige Querstrahlssystem (siehe Kapitel 5) in der Ruderanlage.

4.2.1 Anforderungen an die Ruderanlage

Wie für alle Komponenten des AUVs gilt auch für die Ruderanlage die Forderung nach Robustheit und einer guten Zugänglichkeit der einzelnen Komponenten, da im Problemfall die Wartung mit begrenzten Mitteln in kurzer Zeit (z.B. auf einem Schiff während einer Expedition) erfolgen muss. Weiterhin ist ein einfacher Austausch von defekten Komponenten und Baugruppen zu gewährleisten.

Um einen stabilen horizontalen Lagetrimm des Fahrzeugs zu erreichen, ist es notwendig, alle hydrostatischen Auf- und Abtrieb erzeugenden Komponenten des Fahrzeugs so anzuordnen, dass der Gesamtauftriebsschwerpunkt sich oberhalb des Gesamtgewichtsschwerpunkts befindet. Dabei haben Komponenten im Bug und im Heck, bedingt durch den längeren Hebelarm zum Fahrzeuggesamtschwerpunkt, bei gleichbleibendem Gewicht und Auftrieb einen größeren Einfluss auf den Lagetrimm.

Daher besteht für alle im Heck befindlichen Komponenten der Ruderanlage die Forderung nach Leichtbau, da insbesondere beide vergleichsweise schweren Hauptantriebsmotoren mit Propellern ebenfalls im Heck des Fahrzeugs untergebracht sind. Es sind keine weiteren Komponenten im Bug des Fahrzeugs mit vergleichbarem Gewicht vorhanden, um der Hecklastigkeit durch die Hauptantriebe entgegenzuwirken [Pre13].

Für die Ruderanlage bedeutet dies, dass eine stabile und möglichst leichte tragende Konstruktion zu entwickeln ist, die alle Ruderanlagenkomponenten aufnimmt. Kritische Komponenten wie Ruderwellen und Rudermotoren, müssen jedoch robust aufgebaut werden und weisen zwangsweise ein hohes Gewicht auf. Um dem Abtrieb im Heck entgegenzuwirken, sind auftriebserzeugende Materialien in der Ruderanlage anzuordnen. So wie für alle im Projekt entwickelten Komponenten des Fahrzeugs, gilt auch für die Ruderanlage die Forderung nach einem druckneutralen Aufbau.

4.2.2 Gestaltung der Rumpfform

Die Außenform der Ruderanlage wurde durch Bauraumabschätzungen festgelegt und weitgehend an strömungstechnische Anforderungen angepasst. Das heißt, dass eine möglichst kurze rotationssymmetrische Form gewählt wurde, deren Umrisslinie tangential an den Durchmesser des Ringmotorrotors vom Hauptantrieb anschließt.

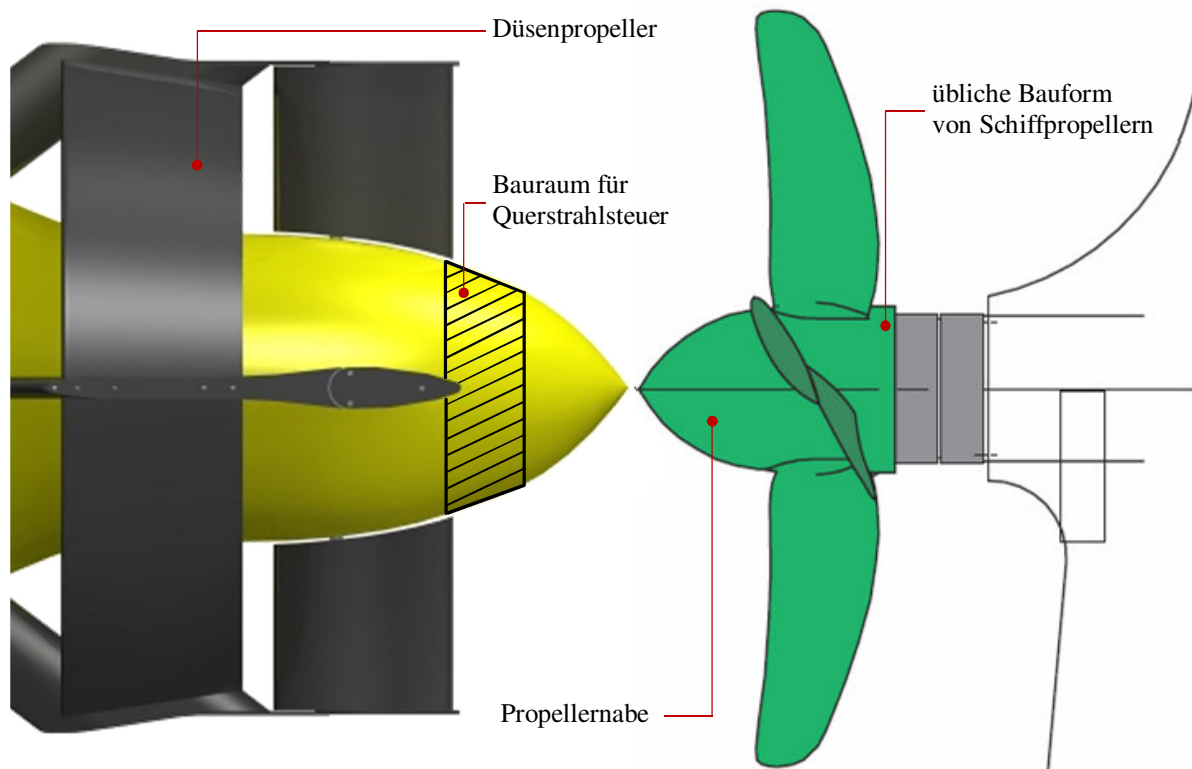


Abb. 4-13 Rumpfform der Ruderanlage im Vergleich zur üblichen Form von Propellernaben [MAN12]

Der Verlauf der Umrisslinie ist den strömungstechnisch günstig geformten Fortsätzen von Propellernaben bei Schiffspropellern nachempfunden, siehe Abbildung 4-13.

Die geforderte Unterbringung des Querstrahlsteuers bildet neben dem benötigten Bauraum für die Ruderanlenkung der Tiefen- und Seitenruder eine weitere Randbedingung bei der Gestaltung der Rumpfform.

Das Querstrahlsteuer (vgl. Kapitel 5.2.2) ist im Bug und im Heck des Fahrzeugs verbaut, wobei beide baugleich aufgebaut sind. Nachdem die Position des bugseitigen Querstrahlsystems bestimmt wurde (siehe Abbildung 5-6), musste die Umrissform des Fahrzeugrumpfs an dieser Stelle im Bug auf die Ruderanlagenrumpfform übertragen werden, was in der Abbildung 4-13 durch den schraffierten Bereich dargestellt ist. Numerische Untersuchungen zur Ermittlung der Auswirkung dieser Heckform auf den Strömungswiderstand ergaben lediglich eine Zunahme von etwa 3,2 Prozent im Vergleich zur bionischen Optimal-Strömungsform [Pre13].

Die Rumpfform wird wie bei dem vorderen Rumpfteil des Fahrzeugs ebenfalls durch eine aus Acrylnitril-Butadien-Styrol (ABS) vakuumgezogene Strömungshülle gebildet, die ein Grundgerüst mit darin integrierten Komponenten umschließt. Im Bedarfsfall kann sie leicht demontiert werden und erlaubt die geforderte gute Zugänglichkeit der innen liegenden Komponenten. Zur Befestigung der Strömungshülle dienen vier an die Strömungshüllenform angepasste Hüllenbefestigungsspante, siehe Abbildung 4-14. Diese wurden aus syntaktischem Auftriebschaum hergestellt und gewährleisteten einen Teilausgleich des Abtriebs der Ruderanlagenkomponenten.

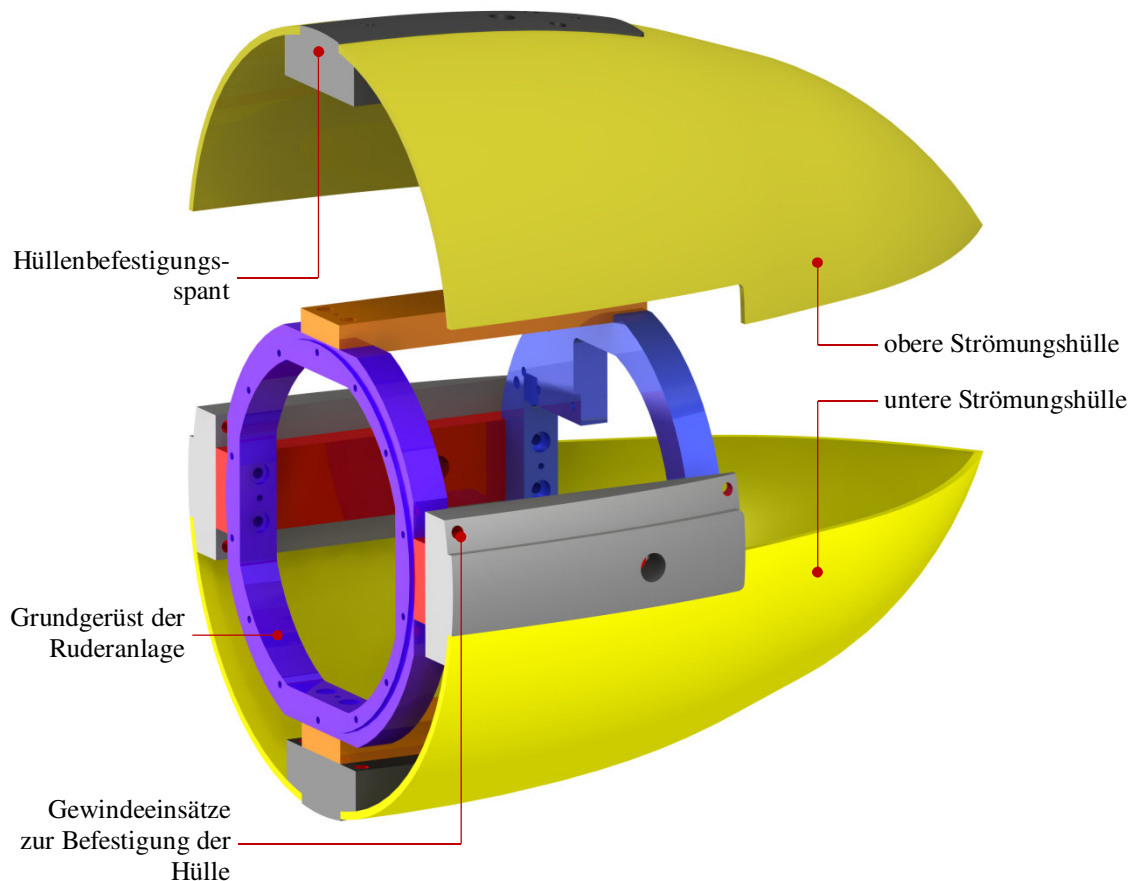


Abb. 4-14 Befestigung der Strömungshülle am Ruderanlagengrundgerüst

Die der Strömungshülle abgewandte Seite der Hüllenbefestigungsspante bildet eine gerade Oberfläche, was die Herstellung dieser Blöcke auf der CNC-Fräse begünstigt und einen geometrisch einfachen Aufbau des Grundgerüsts erlaubt (keine Steigungen und 3D-Flächen). Die Hüllenbefestigungsspante werden an den Längsspanten des Grundgerüsts verschraubt und verfügen über Gewindeeinsätze aus Edelstahl zur Verschraubung der Hülle.

4.2.3 Konstruktion des Grundgerüsts

Während das Fahrzeuggerüst aus Titanblechen besteht, ist das Grundgerüst der Ruderanlage aus Kunststoff aufgebaut. Kunststoff ist ein günstiger und leicht verfügbarer Werkstoff mit vergleichsweise geringer Dichte. Polyoxymethylen (POM) bildet aufgrund seiner guten mechanischen Eigenschaften (auch bei niedrigen Temperaturen), der geringen Wasseraufnahme sowie der guten Korrosionsbeständigkeit neben Edelstahl und Titan einen Hauptkonstruktionswerkstoff des Fahrzeugs. Im Fahrzeug DNS-Pegel des Vorgängerprojekts wurde dieser Kunststoff erfolgreich über einen längeren Zeitraum getestet, wobei immer das Polyoxymethylen-Copolymer (POM-C) verwendet wurde. Eine andere Sorte dieser Kunststoffgruppe bildet das Polyoxymethylen-Homopolymer (POM-H). Dieser Werkstoff weist bei ähnlichen Preisen ein um 16,5 Prozent höheres E-Modul, höhere Härte- und Zähigkeitswerte und eine bessere Formhaltigkeit auf, was insbesondere bei der spanenden Bearbeitung vorteilhaft ist.

Aus diesen Gründen wurde POM-H als Werkstoff für die Bauteile des Ruderanlagengrundgerüsts verwendet.

Eine möglichst kompakte und kurze Grundform des Gerüsts hat nicht nur eine wirtschaftlichere Herstellung zur Folge, sondern begünstigt aufgrund der so entstehenden kürzeren Hebelarme die Festigkeitseigenschaften der Ruderanlage. Ausgehend von der rotationssymmetrischen Form des Fahrzeugs, wurde ebenfalls ein weitgehend rotationssymmetrischer Aufbau für das Grundgerüst gewählt, siehe Abbildung 4-15. Dabei werden zwei Ringe mit vier um 90 Grad rotatorisch versetzten Längsspannten derart miteinander verbunden, dass ein Ring den vorderen Flansch zur Befestigung am Innenring des Hauptantriebs und der zweite Ring den hinteren Flansch des Gerüsts bildet, an dem das hintere Querstrahlsteuer verschraubt wird. Um eine gute Verbindungsstelle von den Ringflanschen auf die Längsspannte zu schaffen, wurden die Ringe an vier Seiten abgeflacht. Die genaue Positionierung und Ausrichtung ist durch Stufen an den Verbindungsstellen der Längsspannte und durch Passstifte gewährleistet. Die Verbindung aller Ruderanlagenteile erfolgt über Verschraubungen, wobei immer ein zu verbindendes Bauteil ein Aufnahmegewinde aufweist. Dieses ermöglicht eine viel bessere Handhabung bei Wartungs- und Montagearbeiten, als die Verwendung von Muttern. Da Gewinde der verwendeten Größe M5 im POM dazu neigen, beim Anziehen der Schrauben auszureißen, wurden spezielle Gewindehülsen aus Edelstahl gebaut und in die zu befestigenden Bauteile aus POM eingesetzt.

Die vier Längsspannten bilden gleichzeitig die Aufnahmen der Gleitlager für die Ruderwellen. Als Gleitlager wurden speziell für den Unterwassereinsatz entwickelte Kunststoffgleitlager der Firma igus GmbH verwendet, die mit dem Edelstahl der Ruderwellen eine besonders günstige Reibpaarung bilden.

Wie in der Abbildung 4-15 zu sehen ist, wurden die Ruderwellen der Seiten- und der Tiefenruder in Richtung der Fahrzeuglängsachse versetzt zueinander angeordnet. Eine andere Möglichkeit wäre, über Verbindungshebel zwei der gegenüberliegenden Ruderwellen so zu koppeln, dass die Ruderwellen in einer Ebene liegen. Diese Möglichkeit erlaubt aber nicht die Verwendung der angedachten Ruderanlenk-Einheit, siehe Kapitel 4.2.4.

Damit sich aufgrund der unterschiedlichen Ebenen der Ruderwellen keine differierenden Abstände zum Hauptantrieb und damit andere Ruderumrisse ergeben, unterscheidet sich die Größe der Balancefläche der Seiten- und Tiefenruder. Der Abstand der Ruderwelle von der Vorderkante der Tiefenruder beträgt 84 mm (42 Prozent der Profillänge). Bei den Seitenrudern beträgt der Abstand der Welle von der Vorderkante 70 mm, was 35 Prozent der Profillänge entspricht.

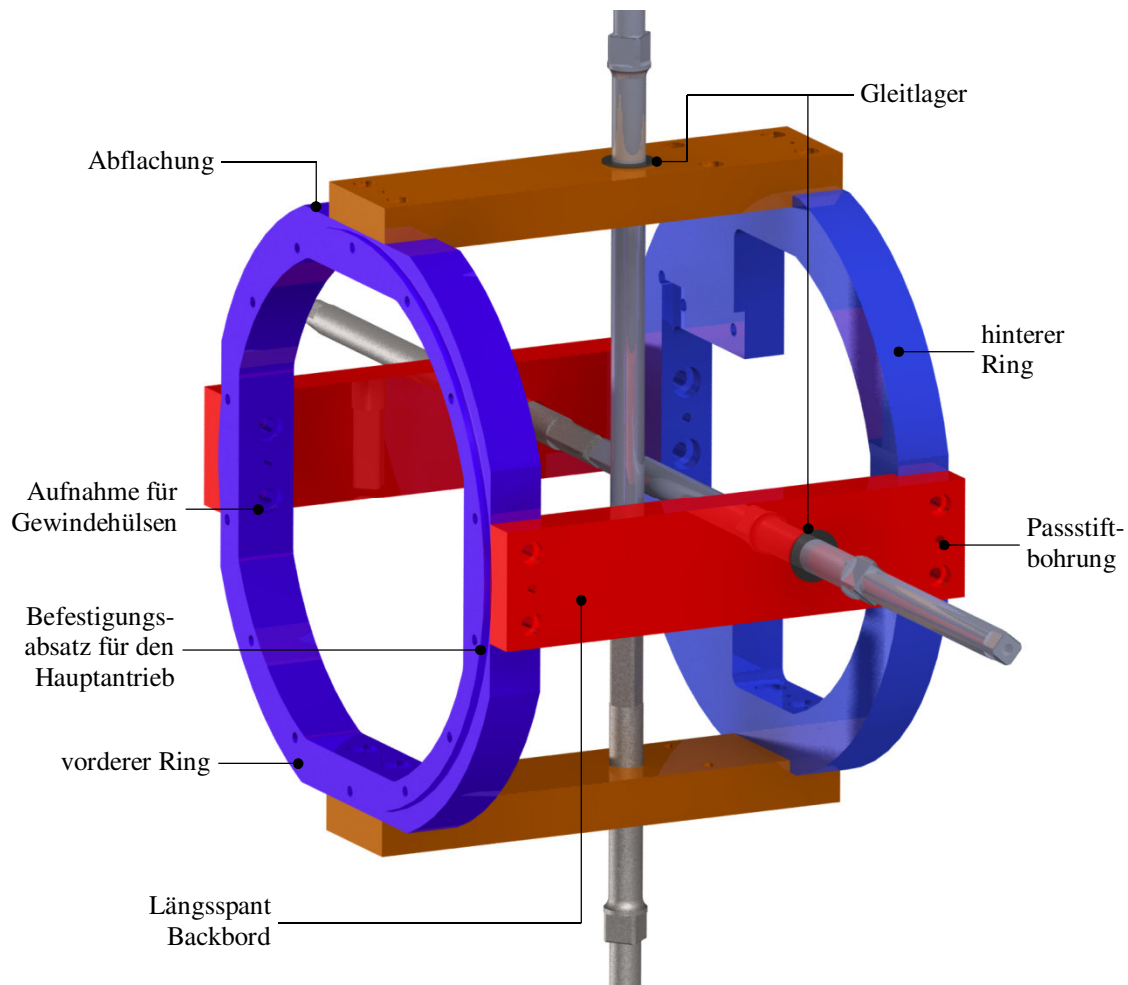


Abb. 4-15 Aufbau des Ruderanlagengrundgerüsts

Zur Sicherstellung der Ruderwellenfestigkeit wurden die Wellendurchmesser mit Hilfe von maximal angenommenen hydrodynamischen Belastungen dimensioniert. Dabei wurden die experimentell ermittelten maximalen Auftriebs-, Widerstands- und Momentbeiwerte, vgl. Kapitel 4.1.6, mit der Ruderfläche und einer angenommenen maximalen Anströmgeschwindigkeit von vier Metern pro Sekunde nach den Formeln (3-2) bis (3-4) in Lasten für das mechanische Ersatzmodell umgerechnet. Die angenommene Anströmgeschwindigkeit wird bei der Auslegungsgeschwindigkeit des Fahrzeugs von vier Knoten am Ruder nicht erreicht (siehe Kapitel 6.2.1) und stellt daher für den Fall, dass das Fahrzeug auch mit höheren Fahrgeschwindigkeiten betrieben wird, einen Sicherheitsfaktor dar.

Aufgrund der unterschiedlichen Ruderwellenpositionen der Tiefenruder im Vergleich zum im Versuch genutzten Rudermodell wurden die Momentbeiwerte nach der Formel (3-7) für die Ruderwellenposition bei 42 Prozent Profillänge umgerechnet.

Befestigung des Heck-Querstrahlsteuers

Die Komponenten des in der Ruderanlage integrierten Heck-Querstrahlsystems werden auf dem aus POM gefertigten Motorflansch zusammengebaut, siehe Kapitel 5.4.1. Damit kann

das Querstrahlssystem als Modul an den heckseitigen Ring des Ruderanlagengerüsts montiert werden. Dazu wird am Motorflansch des Querstrahlsteuers ein 1,5 mm dünnes Edelstahlblech verschraubt, siehe Abbildung 4-16. Auf dem Blech werden zusätzlich zwei ebenfalls aus POM gefertigte Ringsegmente mit jeweils zwei Schraubverbindungen befestigt. Die Ringsegmente und die Form des Motorflanschs sind an die Form des hinteren Rings angepasst, so dass diese axial auf die Ruderanlage gesetzt werden können, bis das Blech auf dem hinteren Ring des Gerüsts aufliegt, siehe blauer Pfeil in der Abbildung 4-16. Die axiale Befestigung erfolgt über vier Schrauben, die radial durch den hinteren Ring des Gerüsts mit Quergewindebolzen verschraubt werden, siehe rote Pfeile in der Abbildung 4-16. Die Quergewindebolzen sind zur Veranschaulichung in der Abbildung 4-16 in grüner Farbe hervorgehoben. Diese bilden im Kunststoffbauteil an den notwendigen Stellen ein Innengewinde aus robustem Edelstahl. In der Strömungshülle befinden sich gegenüber den vier Schraubenköpfen Bohrungen (in der Abbildung 4-16 dargestellt), so dass die vier Befestigungsschrauben durch die Hülle gelöst werden können. Somit kann der Einbau oder die Demontage des modular aufgebauten Querstrahlsystems erfolgen, ohne die Notwendigkeit, Strömungshüllen der Ruderanlage zu entfernen, was dem schnellen Austausch eines defekten Querstrahlsteuers dienen kann.

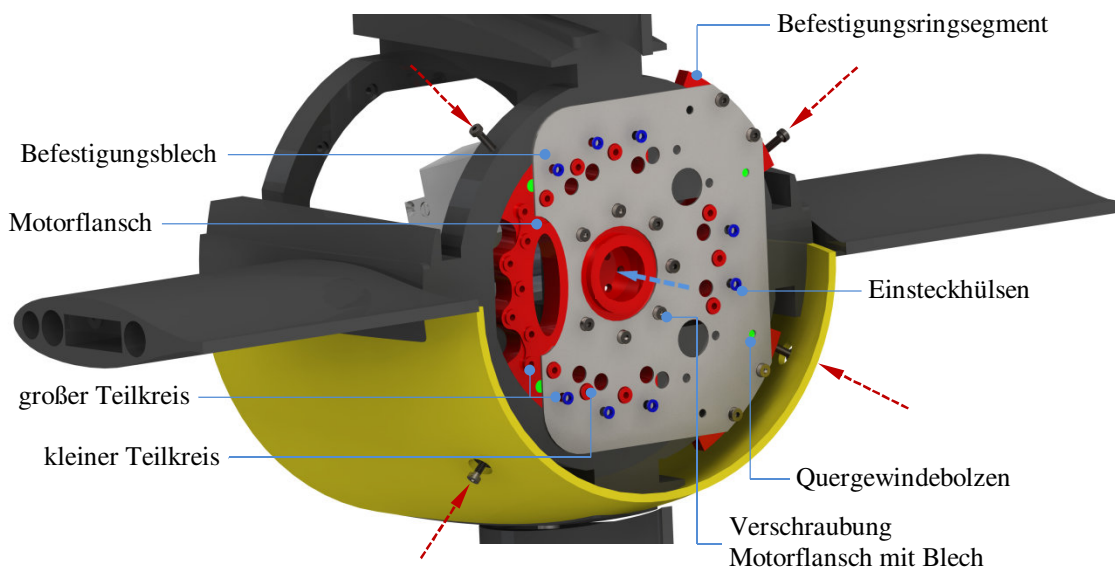


Abb. 4-16 Befestigung des Heck-Querstrahlsteuers

Es wurden zwei Sätze der Strömungshüllen für die Ruderanlage angefertigt, wobei sich ein Hüllensatz für die reine Ruderanlage ohne Querstrahlantrieb und ein Satz für die Anwendung mit integriertem Querstrahlsteuer verwenden lassen. Die ursprüngliche Form der Strömungshülle ist dafür an der Stelle abgeschnitten, wo das Querstrahlsteuer anschließt, vgl. Abbildungen 4-14 und 4-16. Die Form des Querstrahlsystems entspricht ab dieser Stelle der Ursprungsform der Strömungshülle, siehe Abbildung 5-33 im Kapitel 5.7.

4.2.4 Ruderanlenkung

Für das Anstellen der Ruder wurde ein Ruderanlenkmodul konstruiert, basierend auf dem Ruderstellmodul, welches bereits im Vorprojekt einige Entwicklungsstufen durchlaufen hat [Thi11]. Da sich die dort verwendete Getriebetechnik bereits in einer Reihe von Erprobungen bewähren konnte, wurde das Grundprinzip der Drehmomentübersetzung und Übertragung auf die Ruderwelle beibehalten. Der für die Ruderanlenkung von der Firma ENITECH entwickelte druckneutrale Antriebsmotor bildet den Antrieb der Ruderanlenkung. Der Motor ist druckneutral aufgebaut. Das heißt, er ist komplett geflutet und alle Bauteile, die vor Wasser geschützt werden müssen, sind mit einem flexiblen Schutzverguss aus Silikon umschlossen. Es handelt sich dabei um einen zweisträngigen elektronisch kommutierten Synchronmotor, der freilaufend oder als Schrittmotor betrieben werden kann. Der Motorbetrieb erfolgt in einem geschlossenen Regelkreislauf, der samt Sensor zur Detektion des Ruderwinkels aus dem Vorprojekt übernommen wurde.

Die Untersetzung erfolgt über ein Spindelgetriebe, da diese Getriebeform bei Verwendung geeigneter Materialien am besten den Anforderungen nach einem druckneutralen, dauerfesten und vollständig gefluteten Aufbau für den Seewassereinsatz genügt. Die Motorwelle des Antriebsmotors bildet mit einem Außengewinde gleichzeitig die Spindelwelle, auf der eine drehgesicherte Spindelmutter sitzt.

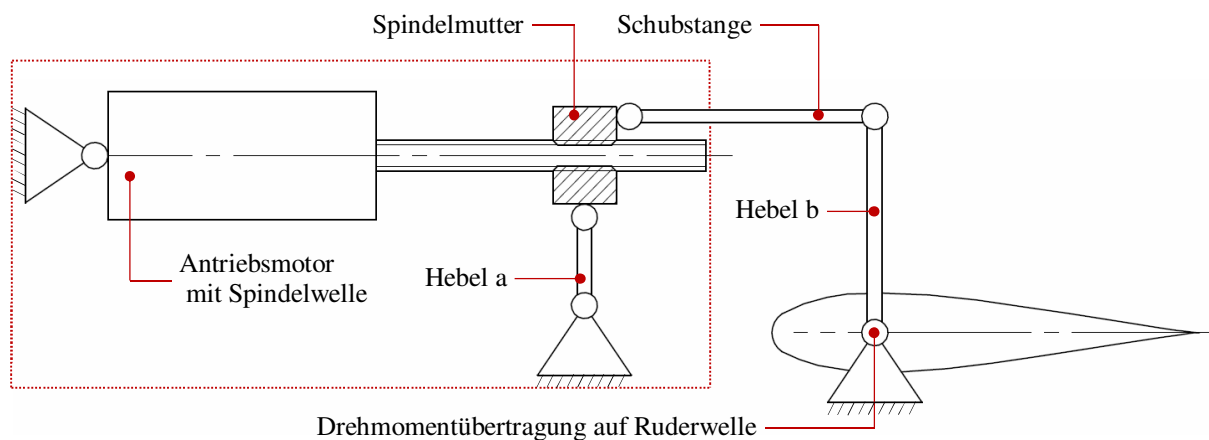


Abb. 4-17 Prinzip der Ruderanlenkung im AUV DNS-Pegel

Die Abbildung 4-17 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Ruderanlenkung im Vorgängermodell DNS-Pegel. Eine Rotation der Spindelwelle bewirkt die axiale Verschiebung der Spindelmutter und damit eine Auslenkung des Hebels a. An der Spindelmutter ist eine Schubstange über ein Kugelgelenk befestigt, die einen zweiten Hebel b betätigt. Der Hebel b ist direkt mit der Ruderwelle verbunden, so dass auf diese Weise das Ruder angestellt wird.

Die Gelenke an der Schubstange und die zusätzliche, außerhalb des Ruderstellmoduls liegende Lagerung der Ruderwelle wurden für die Konstruktion der neuen Ruderanlenkung eingespart, indem der Hebel a direkt die Ruderwelle antreibt. Dadurch, dass weniger Lager, Gelenke und bewegliche Teile verwendet werden, ergeben sich weniger Reibflächen und zusätzlich

wird mechanisches Spiel reduziert. Die gesamte Ruderanlenkung lässt sich dadurch innerhalb eines Titanrahmens zu einem Modul zusammenfassen, so dass die modulare Bauweise dieser Baugruppe gegeben ist.

Die Lagerung des Hebels a bildet gleichzeitig die Lagerung der Ruderwellen, wodurch jeweils ein Ruderwellenende im festen, steif ausgeführten Titanrahmen des Ruderanlenkmoduls gelagert wird. Während das verwendete Titan ähnliche Festigkeitswerte aufweist wie rostfreier Edelstahl, hat es eine um 43 Prozent kleinere Dichte und erlaubt so an relevanten Stellen unter Einhaltung von geforderten kleinen Gewichten der Baugruppen die Verwendung von Metall. Titan bietet durch die Ausbildung einer schützenden stabilen Oxidschicht ebenfalls eine sehr gute Korrosionsbeständigkeit. Für den Aufbau einer Gleitlagerpaarung ist Titan jedoch ungeeignet, da die Oxidschicht nicht abriebfest ist. Aus diesem Grund wurden die Lagerbolzen der Gleitlagerungen und die Spindelwelle aus Edelstahl 1.4571 gefertigt. Um die für die Untersetzung notwendige Hebelarmlänge von 55 mm zu realisieren, musste die Motorlängsachse in der Nullstellung des Ruders um 15 Grad gekippt werden, damit zwei Ruderanlenkmodule im Ruderanlagengerüst Platz finden, siehe Abbildungen 4-18 und 4-20. Die Abbildung 4-19 veranschaulicht anhand einer Explosionsdarstellung den Aufbau eines Ruderanlenkmoduls. Die Vierkantprofilenden der Ruderwellen werden im Ruderhebel mit jeweils einer Klemmverschraubung befestigt. Als Lagerelemente werden im Anlenkmodul ebenfalls Gleitlager der Firma igus GmbH verwendet. Die Lagerung des Motors und des Spindelmutterhalters erfolgt über Edelstahlbolzen in den Gleitlagern, die ebenfalls wie die Gleitlager für die Ruderwellen in den Seitenteilen des Modulrahmens eingepresst sind.

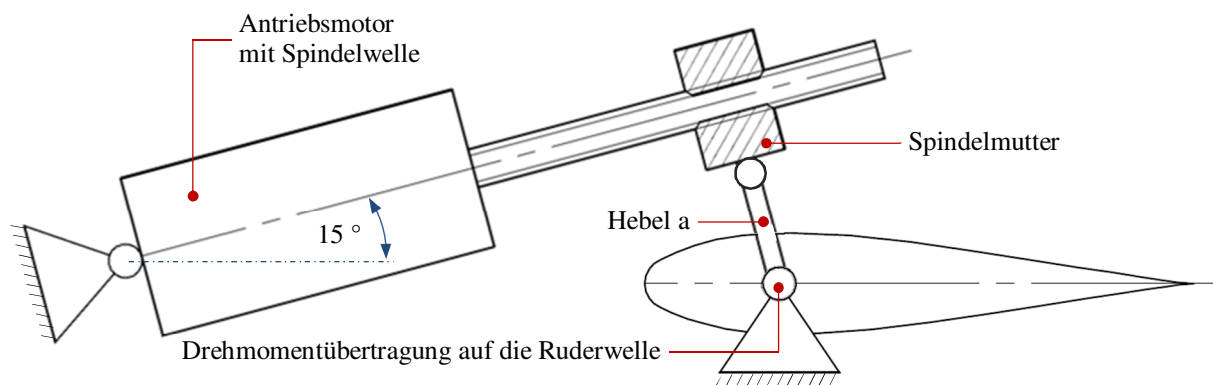


Abb. 4-18 Prinzip der Ruderanlenkung im AUV PreToS

Die Spindelmutter wurde aus einem Gleitlagerkunststoff der Firma igus GmbH gefertigt. Mit der Steigung von 0,75 mm erfolgt eine Untersetzung von 450, was bei einer Schrittweite des Motors von 45 Grad einen minimalen Ruderausschlag von 0,1 Grad erzeugt (in der Nähe der Maximalruderwinkel beträgt die Schrittweite 0,11 Grad). Dieser wird für die stabile Funktion des geschlossenen Regelkreises gefordert. Die Ruderanlenkmodule erzeugen ein Maximalmoment von fast 15 Nm (experimentell nachgewiesen [Thi11]) und gewährleisten aufgrund einer deutlichen Überdimensionierung im Vergleich zu den maximal auftretenden Rudermomenten (unter 3 Nm, abgeschätzt mit Werten der Ruderprofilversuche) einen sicheren Betrieb.

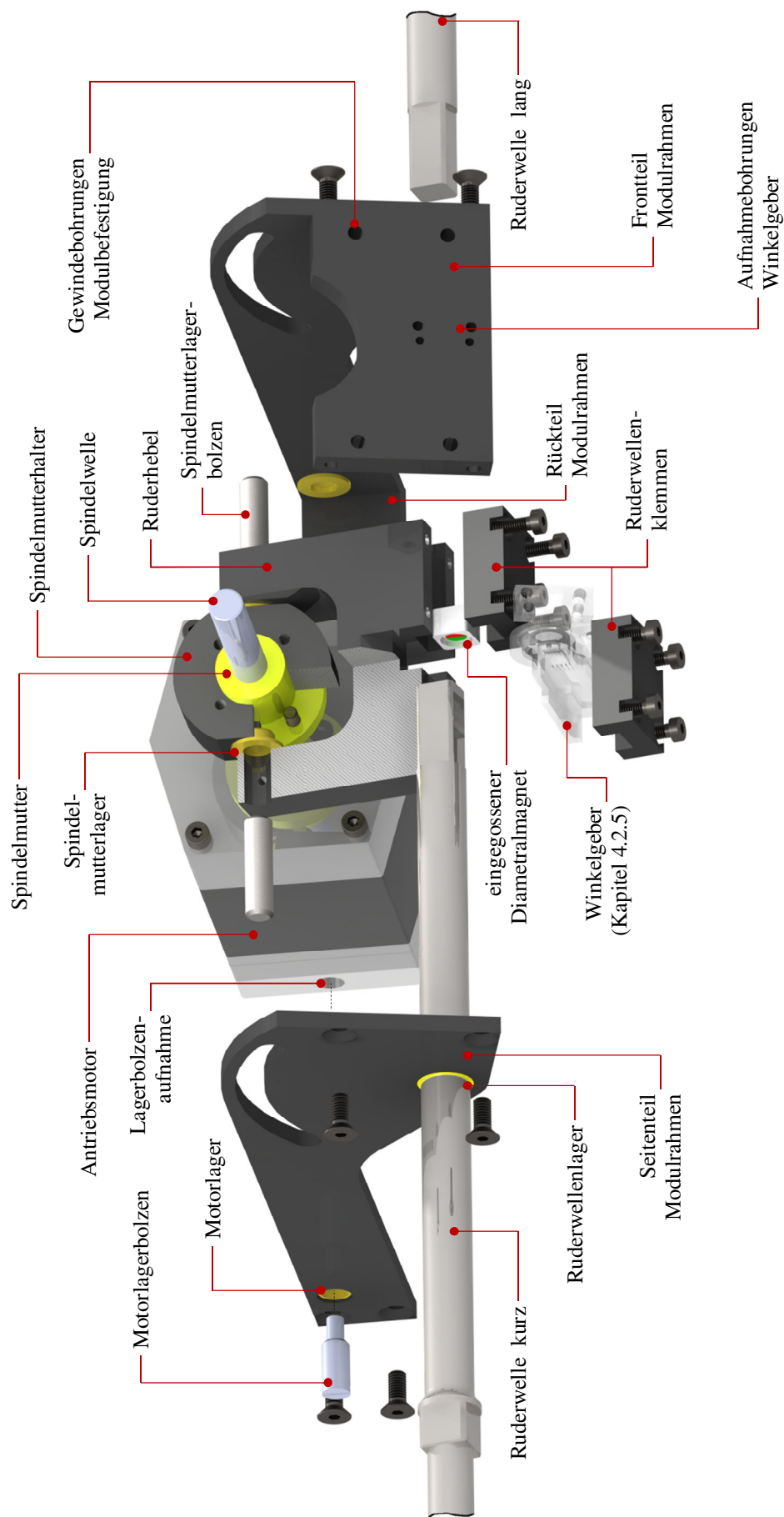


Abb. 4-19 Explosionsdarstellung des Ruderanlenkmoduls

Die Befestigung der Ruderanlenkmodule erfolgt über jeweils vier Gewindebohrungen in den Frontteilen der Modulrahmen an Befestigungsteilen, die wie das ganze Ruderanlagengerüst aus POM-H-Kunststoff gefertigt wurden und über entsprechende Aufnahmebohrungen verfügen. Die Befestigungsteile ihrerseits werden an dem Ruderanlagengerüst verschraubt, siehe Abbildung 4-20. Zur Erleichterung der Montagearbeit befinden sich für die Verschraubung am Gerüst in den Befestigungsteilen ebenfalls Gewindehülsen aus Edelstahl.

Die Antriebsmotoren der Ruderanlenkung zeigen in Bugrichtung, so dass das gesamte Ruderanlenkmodul vor den Ruderwellen angeordnet ist. Dadurch liegt ein Teil der Anlenkmodule außerhalb des Ruderanlagengerüsts und innerhalb der Hauptantriebsmotoren. Dies verkleinert die Länge des Ruderanlagengerüsts und die Schwerpunkte der Komponenten mit dem höchsten Gewicht der Ruderanlage (Ruderanlenkmodule) haben einen kleineren Hebel zum Gesamtfahrzeugschwerpunkt, was der Vermeidung von Fahrzeug-Hecklastigkeit dient.

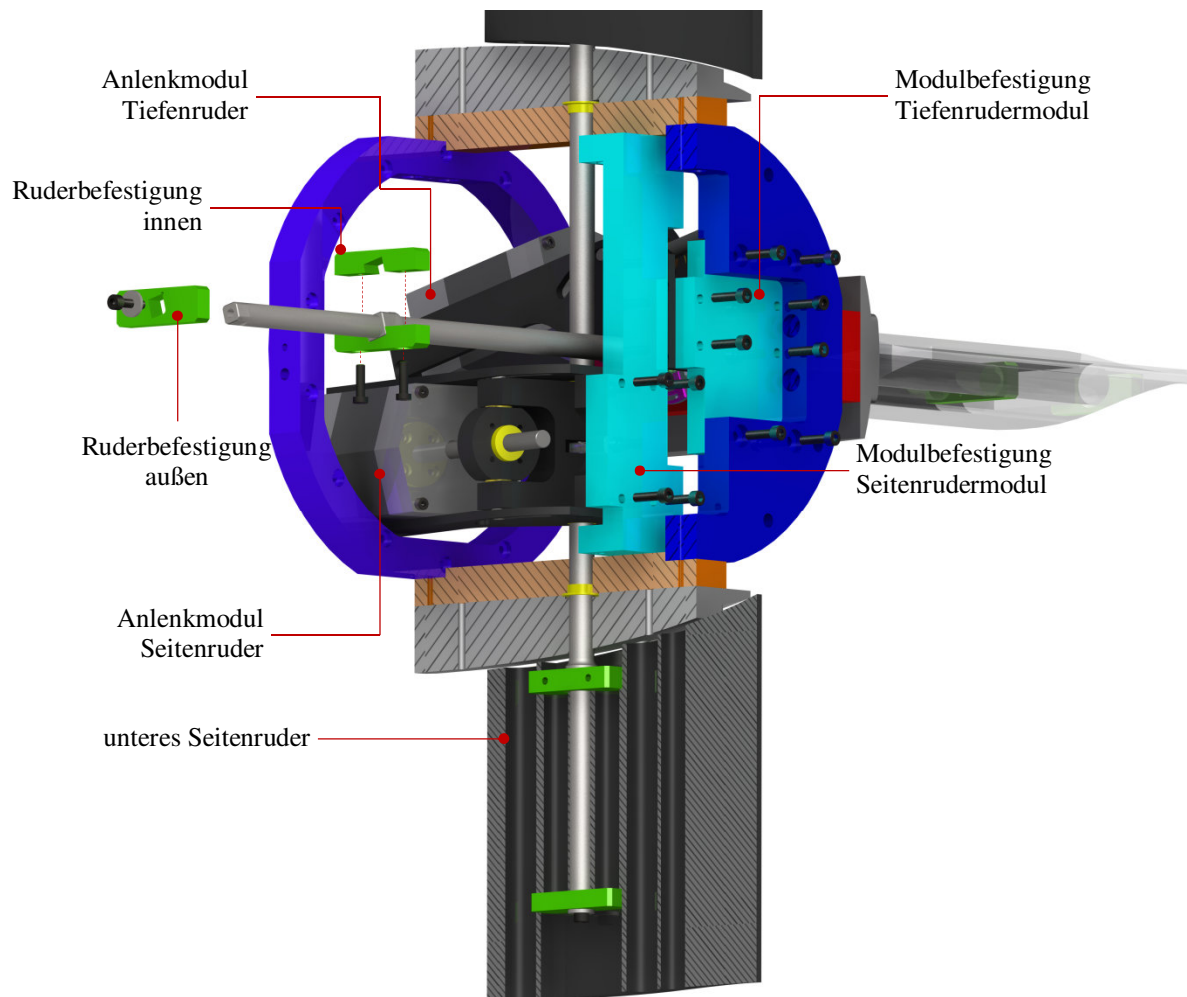


Abb. 4-20 Ansicht zur Darstellung der Ruderanlenkmodul-Befestigung am Grundgerüst

Damit im Nullwinkel des um 15 Grad gekippten Ruderanlenkmoduls eine Nullstellung der Ruder in Bezug auf die Fahrzeuglängsachse erreicht wird, erfolgt die Befestigung der Ruder auf dem Vierkant-Ruderwellenabsatz über Befestigungselemente, die einen um 15 Grad verdrehten Innenvierkant zur rechteckigen Außenkontur aufweisen. Diese wurden aus Titan ge-

fertigt und erlauben durch die Vergrößerung der Anpressflächen eine sichere Kraft- und Drehmomentübertragung auf die aus Kunststoff gefertigten Ruder. Eines der zwei für die Befestigung eines Ruders benötigten Befestigungselemente ist dabei aus Gründen der besseren Montierbarkeit zweiteilig aufgebaut, siehe Ruderbefestigung innen in der Abbildung 4-20.

Die Ruder wurden aus POM-Kunststoff gefertigt. Da POM mit einer Dichte von $1,4 \text{ g / cm}^3$ Abtrieb im Wasser erzeugt und die insgesamt vier Ruder ein Volumen von über vier Litern aufweisen, wurden die Ruder aus Leichtbaugründen mit jeweils fünf großen Durchgangsbohrungen versehen (Bohrung für die Ruderwelle nicht eingerechnet). Auf diese Weise konnte pro Ruder ein Gewicht von 400 Gramm eingespart werden (1,6 kg weniger Gewicht der Ruderanlage). Bei Bedarf lassen sich die entstandenen Freiräume durch Auftriebsmaterialien auffüllen, wodurch ein auftriebsneutrales Ruder mit guten Festigkeitseigenschaften entsteht. Die Durchgangsbohrungen sind in der Abbildung 4-20 mittels einer Schnittansicht des unteren Seitenruders dargestellt.

4.2.5 Ruderwinkelmessung

Zur Winkelmessung mit einem Magnetfeldsensor, wird ein Diametralmagnet in eine Kunststoff-Aufnahme im Ruderhebel verbaut, siehe Abbildung 4-19. Die Aufnahme weist eine Vierkantform mit kleinem Übermaß im Vergleich zum Vierkant des Ruderwellenendes auf und wird im Ruderhebel mit dem Wellenende zusammen eingeklemmt. Da das Kunststoffteil weicher als das Edelstahlwellenende ist, gibt es so lange nach, bis das Wellenende eine ausreichend feste Verbindung zum Ruderhebel aufweist.

Der Vorteil der Aufteilung von Ruderwelle und Diametralmagnet auf zwei Teile (man könnte den Magneten direkt in der Ruderwelle vergießen) liegt im schnellen Austausch der Ruderwelle, falls diese beschädigt wird. Der Diametralmagnet wird mit der neuen Welle problemlos in der ursprünglichen Ausrichtung eingesetzt und erlaubt dadurch den weiteren Betrieb, ohne dass eine Neujustierung des Anstellwinkels notwendig ist.

Um den Ruderwinkel zu detektieren, wird der magnetoresistive Winkelsensor KMA 200 der Firma NXP Semiconductors Netherlands B.V. verwendet. Der Sensor detektiert den Winkel eines äußeren magnetischen Feldes in Bezug zur Nullachse des Sensors und gibt ihn in Form einer zum Winkel proportionalen elektrischen Spannung aus.

Dieser Sensor wurde ebenfalls im Vorprojekt genutzt und im geschlossenen Regelkreis erprobt. Zur Wahl der magnetoresistiven Winkelmessung hat eine detaillierte Analyse anderer in Frage kommender Messverfahren geführt [Thi11]. Dabei zeigt die robuste, schmutzunempfindliche und berührungslose Arbeitsweise der magnetischen Winkelmessung klare Vorteile gegenüber anderen Messverfahren, wie die Winkelmessung mittels eines Drehpotentiometers oder die optische Winkelmessung mit inkrementell codierter Drehscheibe. Weiterhin bietet die Magnetfeldmessung mittels anisotroper magnetoresistiver Sensoren eine höhere Empfindlichkeit und Genauigkeit, verglichen mit Hall-Sensoren.

Die verwendeten Sensorelemente sind in einem Kunststoffgehäuse eingebaut und wurden ohne Lufteinschlüsse umspritzt, so dass ein druckneutrales Winkelmesssystem vorliegt. Wie beim Aufbau aller druckneutralen elektronischen Komponenten im Fahrzeug, müssen der Sensor und alle elektrischen Anschlüsse mit einem Schutzverguss aus Silikon umschlossen werden, um sie vor Wasser zu schützen. Der Außendruck wird auf alle Oberflächen des Sensorelements vom flexiblen Vergussmaterial übertragen.

Zur Aufnahme des Schutzvergusses aus Silikon und zur Positionierung des Sensorelements wurde ein als Ruderwinkelgeber bezeichneter Aufbau entwickelt. Dieser wird am Frontteil des Modulrahmens über Positionierstifte und Schrauben befestigt (vgl. Abbildung 4-19) und positioniert den Sensor so, dass die Nullachse des Sensors coaxial zur Rotationsachse der Ruderwellen im Anlenkmodul ausgerichtet wird. Weiterhin erlaubt ein speziell geformtes Sensorvergussgehäuse eine mechanische Justierung des Nullwinkeloffsets in Bezug zum fest vergossenen Diametralmagnet um bis zu 20 Grad. Eine Klemmverschraubung in einem Langloch ermöglicht die Festsetzung des Justierfreiheitsgrads. Zur Verdeutlichung ist der Aufbau des Ruderwinkelgebers in der Abbildung 4-21 in einer Vorder- und Rückansicht dargestellt.

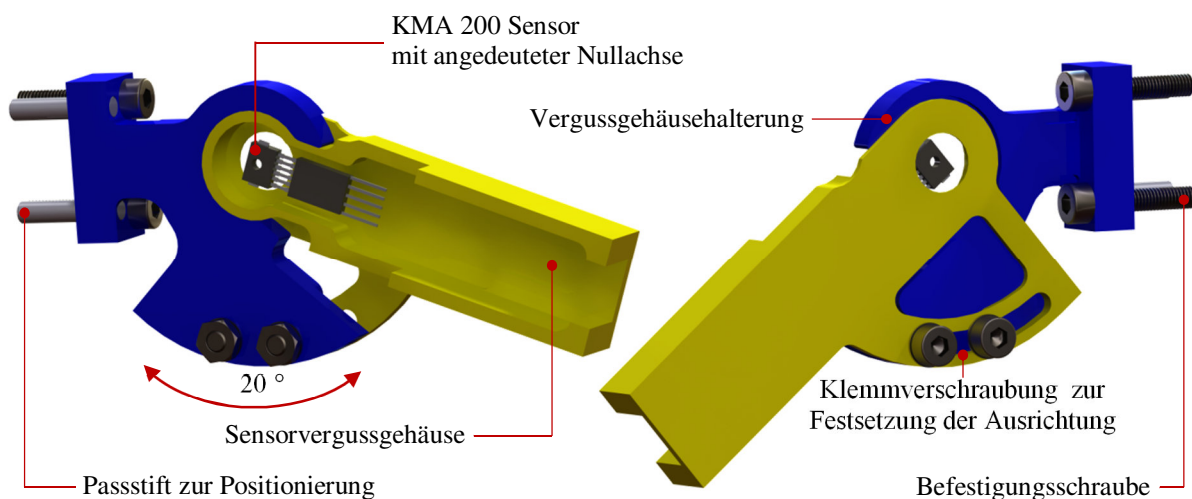


Abb. 4-21 Aufbau des Ruderwinkelgebers, links: Frontansicht, rechts: Rückansicht

Ein von der Firma ENITECH entwickeltes Vergussssystem erlaubt den druckneutralen Aufbau von elektronischen Komponenten für Unterwasseranwendungen. Die Langzeitfunktion dieser vergossenen Komponenten für Tiefseeanwendungen ist jedoch nur gegeben, wenn die zu umschließenden Komponenten keinen mechanischen Kontakt zu Oberflächen des Vergussgehäuses aufweisen und von allen Seiten mit dem Schutzverguss umschlossen sind, da sonst Wasser, bedingt durch die hohen Umgebungsdrücke und durch die Kapillarwirkung, an den Kontaktflächen entlang bis an die elektrischen leitenden Flächen schon bei Flachwasseranwendungen eindringt. Der vollständige Einschluss mit Vergussmaterial wurde dadurch realisiert, dass ein aus PTFE-Kunststoff gefertigter runder Absatz mit Positionierstufen im ersten Vergussschritt den Sensor (mit angelötetem Anschlusskabel) schwebend im Vergussgehäuse an der für die Funktion der Messung notwendigen Stelle positioniert. Dies erfolgt über das Rundloch in dem Sensorvergussgehäuse, siehe Abbildungen 4-21 und 4-22.

Der PTFE-Absatz kann nach dem Aushärten der Vergussmasse entfernt werden und erlaubt das Auffüllen der Rückseite mit dem Schutzverguss. Wenn das Auffüllen in einer kurzen Zeitspanne nach dem ersten Verguss Schritt geschieht, bindet sich die neue Vergussmasse mit dem restlichen Verguss und bildet dadurch den geforderten Schutzverguss von allen Seiten.

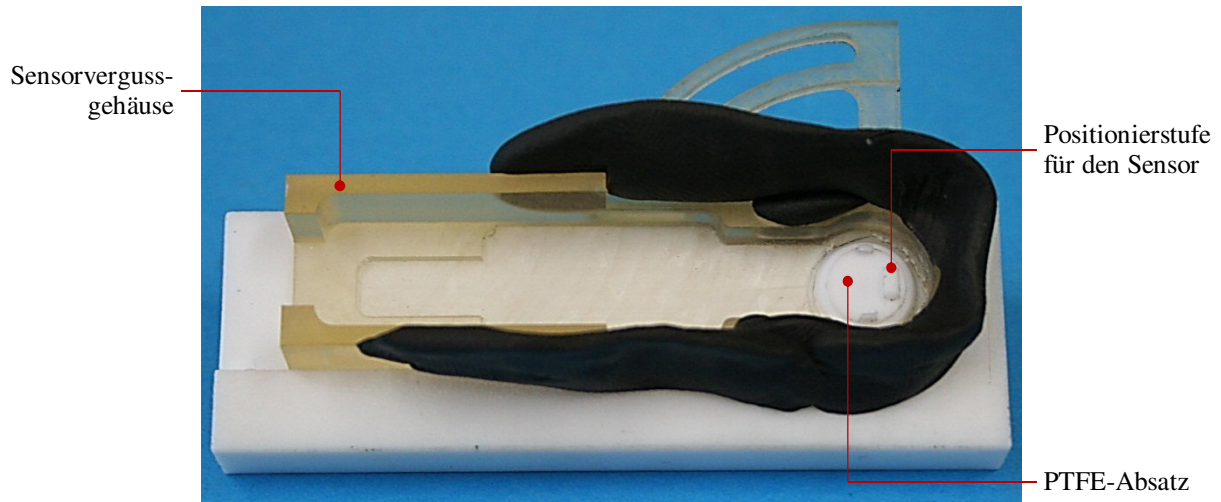


Abb. 4-22 Vorrichtung zum positionsgenauen Vergießen des Winkelsensors im Vergussgehäuse

Da POM-Kunststoff unpolar ist, geht er mit den wenigsten Klebstoffen eine Verbindung ein, weshalb sich der Silikonverguss von einem aus POM gefertigten Vergussgehäuse ablösen würde. Aus diesem Grund wurde Polysulfon (PSU) als Werkstoff für die Fertigung der Winkelgeberbauteile verwendet, da es sehr ähnliche mechanische Eigenschaften wie POM und eine kleinere Wasseraufnahme aufweist. Dieser Kunststoff geht nach der Vorbehandlung mit Lösungsmitteln eine Klebeverbindung mit dem ausgehärteten Silikon ein und sorgt so für die feste Position des Sensors. Spezielle, in die Form des Vergussgehäuses eingearbeitete Hinterschnitte verstärken die Positionsfestigkeit des Schutzvergusses und damit des Sensors. Ein weiterer Vorteil des Polysulfons bildet seine optische Transparenz, da dies eine Überprüfung des Schutzvergusses auf eingeschlossene Luftbläschen und andere Fehlerquellen von allen Seiten erlaubt. Die Abbildung 4-23 zeigt die fertigen und integrierten Ruderwinkelgeber in den Ruderanlenk-Modulen der Tiefen- und Seitenruder.

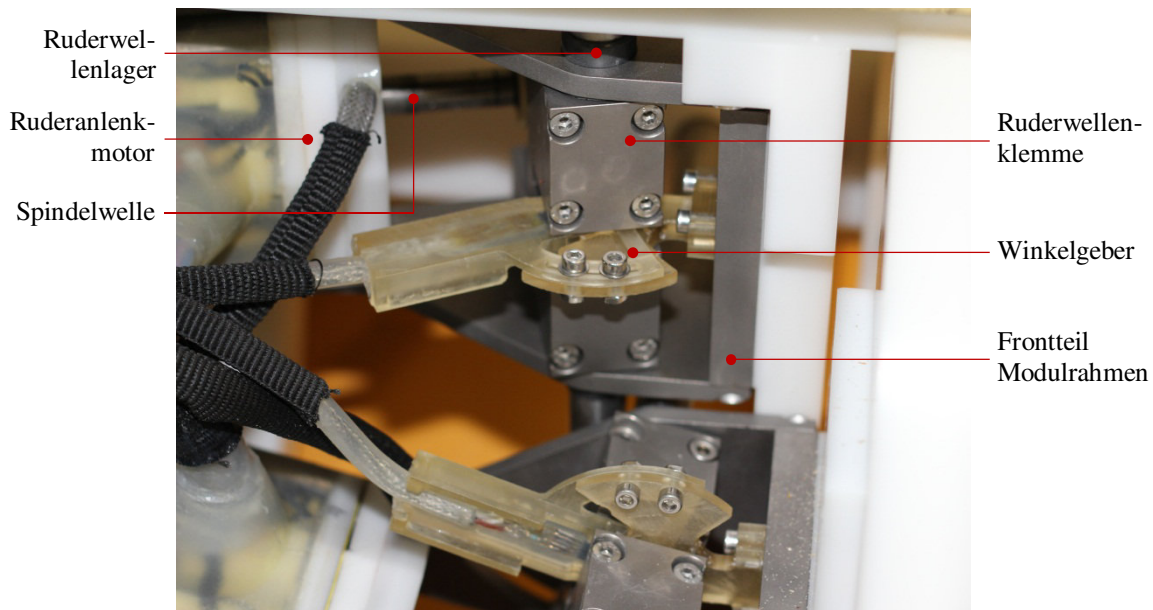


Abb. 4-23 Eingebaute Ruderwinkelgeber der Seiten- und Tiefenruder

4.3 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Ruderanlage für ein druckneutrales autonomes Unterwasserfahrzeug entwickelt. Zur Auslegung der Rudergröße wurden Modellannahmen getroffen, die es erlauben, ein auf Schiffsruder abzielendes Dimensionierungsverfahren für Unterwasserfahrzeuge und speziell für AUVs zu nutzen.

Aufgrund einer konstruktiv bedingten, oberen Begrenzung der möglichen Rudergröße wurde erstmals in einem AUV ein Hochleistungsrudder mit einem Stauschwanz-Ruderprofil verwendet. Die Wahl eines Stauschwanzprofils ergibt sich aus der Forderung nach einem robusten Aufbau des AUVs, was beispielsweise mit geteilten Hochleistungs-Ruderprofilen nicht gewährleistet wäre. Ferner wurde die Leistungsfähigkeit der Ruder durch die Anbringung von Endscheiben weiter verbessert. Dabei wurde eine abgewandelte Form der Endscheibe konstruiert, bei der ein fahrzeugfester Teil und ein ruderfester Teil vorhanden sind. Der fahrzeugfeste Teil erfüllt bei dieser Konstruktion einen weiteren sicherheitsrelevanten Aspekt an der Ruderanlage, da dieser als Abstreifleiste verhindert, dass Seile oder ähnliche Gegenstände zwischen Ruder und Propellerdüse geraten und sich das Ruder darin verfängt. Im vorderen Bereich des Ruders vergrößert sich auf der Druckseite bei kleinen Ruderanstellwinkeln (bis etwa acht Grad) die über das Ruderprofil ragende Fläche der Ruderendscheibe. Deshalb hat die so aufgebaute Ruderendscheibe insbesondere bei kleinen Anstellwinkeln eine Zunahme der Steuerkräfte zur Folge. Hohe Steuerkräfte bei kleinen Anstellwinkeln erhöhen die Reaktionsdynamik der Manöviereinrichtung bei gleichbleibender Stellgeschwindigkeit des Ruders. Dies ist insbesondere für kleine Kurskorrekturen entscheidend und erhöht die Kursstabilität des Fahrzeugs. Die Leistungsfähigkeit des Ruderprofils und der angebrachten zweiteiligen Endscheibe wurde experimentell nachgewiesen.



Abb. 4-24 Ruderanlagengerüst mit montiertem Motorflansch des Querstrahlsystems und zwei Sätze der Strömungshülle für unterschiedliche Konfigurationen der Ruderanlage

Das Propulsionskonzept des Fahrzeugs erlaubt die Anordnung der Ruder im Nachstromfeld des Propellers und bildet neben der Verwendung voneinander unabhängig angetriebener, koaxialer, kontrarotierender Propeller ein hydrodynamisches Alleinstellungsmerkmal des AUVs PreToS im Vergleich zu Konkurrenzfahrzeugen. Da die kontrarotierenden Propeller bezüglich der Rollwinkel des Fahrzeug und der Ruderanströmwinkel optimale Bedingungen für die Ruderanlage bieten, konnten die Tiefen- und Seitenruder der Kreuzanordnung jeweils starr miteinander gekoppelt werden.

Es wurde eine kompakte Ruderanlage mit einer strömungsgünstigen Rumpfform aufgebaut, welche es erlaubt, die für die Anlenkung der Ruder notwendigen Komponenten unterzubringen und zusätzlich ein ebenfalls in dieser Arbeit entwickeltes Querstrahlsteuer zu integrieren. Bei der Konstruktionsweise wurden Leichtbauaspekte beachtet sowie auftriebserzeugende Materialien verwendet, ohne jedoch die Robustheit des sicherheitsrelevanten Hauptmanöversystems zu vernachlässigen. Weiterhin handelt es sich um einen druckneutralen Aufbau, bei dem alle Bauteile vom Wasser umspült werden und keine Druckhüllen vorhanden sind. Die Ruderanlage kann dabei dank des modularen Aufbaus je nach Anwendungsfall mit oder ohne das integrierte Heck-Querstrahlssystem genutzt werden. Es stehen zwei Sätze der Ruderanlagen-Strömungshülle zu Verfügung, die das ermöglichen, siehe Abbildung 4-24.

Die Anlenkmechanik des Ruders konnte samt des für die Regelung notwendigen Winkelsensors vollständig in einem kompakten und leicht austauschbaren Ruderanlenkmodul integriert werden. Drei dieser Ruderanlenkmodule wurden aufgebaut, so dass ein Ersatzmodul zur Sicherstellung der Fahrzeugeinsatzfähigkeit bei einem Ausfall der zwei im Fahrzeug integrierten Module zur Verfügung steht, siehe Abbildung 4-25.

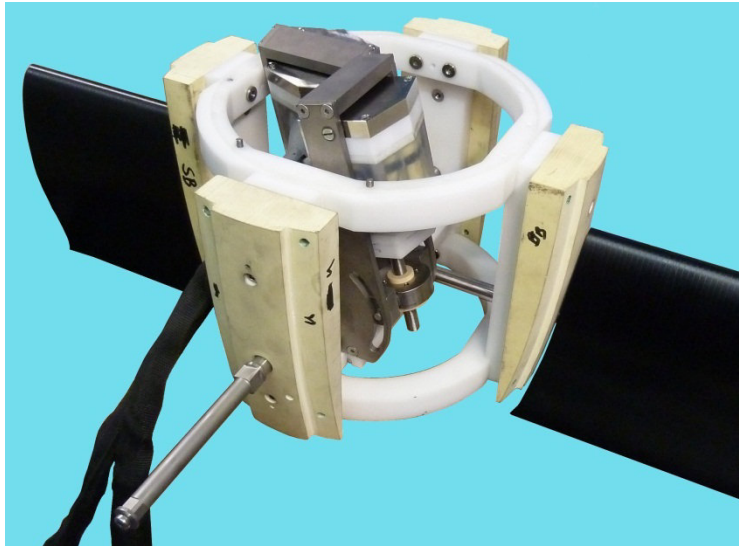


Abb. 4-25 Ruderanlage mit integrierten Anlenkmodulen der Seiten- und Tiefenruder

Während einiger Erprobungen in der Ostsee konnten die Funktionsfähigkeit und Robustheit sowie die einfache Handhabung aller Ruderanlageanteile an Bord eines Forschungsschiffes nachgewiesen werden. Die Abbildung 4-26 zeigt PreToS auf dem Deck des Forschungsschiffs Elisabeth Mann Borgese während der ersten Expedition in der Ostsee im September 2011. Das Fahrzeug wurde in der Ausgangskonfiguration ohne zusätzliche Nutzlastsektion erprobt. Die Ruderanlage wurde dabei ohne das Querstrahlssystem genutzt. Die Abbildung 5-33 im Kapitel 5.7 zeigt die vollständig aufgebaute Ruderanlage mit integriertem Querstrahlssystem.



Abb. 4-26 AUV PreToS auf dem Arbeitsdeck des Forschungsschiffs Elisabeth Mann Borgese

Die Fahrversuche mit dem AUV PreToS zeigten, dass die Ruderanlage dem Fahrzeug sowohl an der Wasseroberfläche als auch für Unterwassermissionen eine gute Manövrierfähigkeit verleiht.

Die Leistungsfähigkeit der Tiefenruder kann am Diagramm in der Abbildung 4-27 nachgewiesen werden. Es wird der zeitliche Verlauf der im Fahrzeug gemessenen Daten einer Tauchfahrt während der Ostseerprobung im September 2011 gezeigt. Dabei sind die vorgegebene Solltiefe, die über einen Drucksensor gemessene Tauchtiefe, der Anstellwinkel der Tiefenruder und der Neigungswinkel (Nickwinkel) des Fahrzeugs dargestellt. Es ist erkennbar, dass zu Beginn der Tauchfahrt die Tiefenruder kurzzeitig auf -20 Grad eingestellt werden. Die negative Tiefenruderrückstellung bewirkt einen negativen Nickwinkel des Fahrzeugs und ermöglicht damit das Abtauchen. Der Neigungswinkel des Fahrzeugs folgt dem Ruderrückwinkel und nimmt kurzzeitig einen Wert von -30 Grad an (grüne Kurve, außerhalb des Darstellungsbereichs). Daraufhin wird der Ruderrückwinkel sofort auf etwa -7 Grad geregelt, so dass das Fahrzeug mit einem konstanten Neigungswinkel von etwa 20 Grad die vorgegebene Solltiefe 90 Sekunden nach Beginn der Tauchfahrt erreicht. Hiernach erfolgt nach Überspringen um ca. zwei Meter das Einpendeln, welches durch das Regeln des Anstellwinkels der Tiefenruder bewirkt wird und etwa 100 Sekunden dauert. Nach dem Einpendeln hält das Fahrzeug die Tauchtiefe von 20 Metern mit einer maximalen Abweichung von einem halben Meter für fast fünf Minuten. Das Auftauchen erfolgt aufgrund des positiven Fahrzeugtrimms nach dem Abschalten der Hauptantriebe, ohne dass eine andere Solltiefe vorgegeben wird. Um dies zu verdeutlichen, ist der Verlauf des Strangstroms eines Hauptantriebsmotors ebenfalls dargestellt.

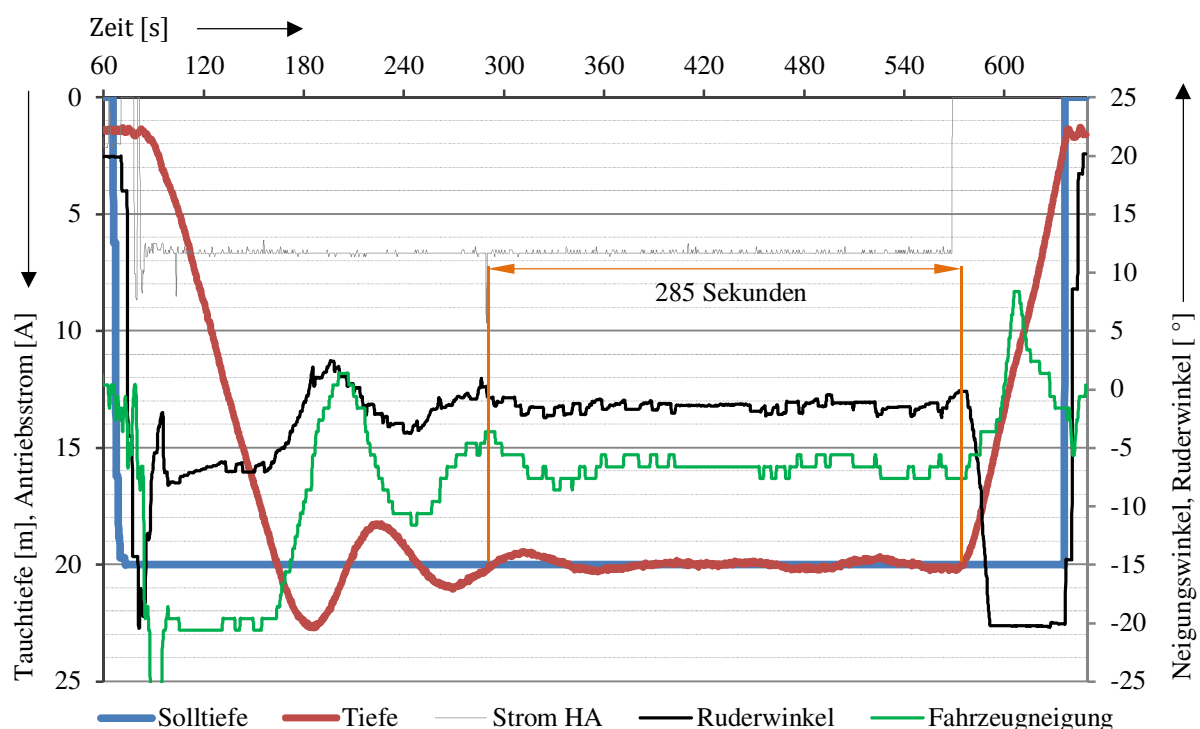


Abb. 4-27 Fahrzeug-Messdaten während einer Tauchfahrt bei 20 m Tauchtiefe

Obwohl der Stellbereich für die Tiefenruder auf maximal 20 Grad je Richtung begrenzt wurde (softwaretechnische Begrenzung, die mechanische Begrenzung liegt bei 36 Grad in jeder Richtung), können Neigungswinkel während des Abtauchens von etwa -30 Grad erreicht werden. Ein Neigungswinkel von -20 Grad wird mit einem vergleichsweise kleinen Ruderaus-
schlag von -7 Grad konstant gehalten. Weiterhin ist zu erkennen, dass einige Sekunden (etwa 4 s) nach dem Einstellen eines konstanten Strangstroms am Hauptantrieb das Abtauchen erfolgt. Diese Werte verdeutlichen, dass die Tiefenruder gut geeignet sind, das Abtauchen des mit positivem Auftrieb getrimmten Fahrzeugs zu bewirken und konstante Tauchtiefen zu halten. Das Überschwingen beträgt anfangs etwa zwei Meter, nimmt jedoch nach kurzer Zeit Werte von unter 0,2 Meter an. Eine feinere Einstellung der Regler-Parameter könnte das Überschwingen nach Erreichen der Solltiefe weiter verkleinern. Eine weitere Verbesserung der Taucheigenschaften ist durch den Einsatz eines Auftriebs- und Lagetrimmsystems im Fahrzeug zu erwarten.

Bei der Betrachtung des Fahrzeug-Rollwinkels (dieser wurde aus Übersichtlichkeitsgründen nicht im Diagramm aufgetragen) fällt auf, dass das Fahrzeug, sobald es vollständig unter der Wasseroberfläche ist, während der ganzen Tauchfahrt nur kurzzeitige Ausschläge des Rollwinkels aufzeigt, die unter zwei Grad betragen und maximal etwa zwei Sekunden dauern. Die meiste Zeit befindet sich das Fahrzeug jedoch stabil in der geraden Ausrichtung. Diese Tatsache zeigt, dass die Verwendung der starr gekoppelten Seiten- und Tiefenruder gerechtfertigt ist. An der Wasseroberfläche wurden während der analysierten Messfahrt mittlere Rollwinkel von etwa fünf Grad (maximal 15 Grad) gemessen, die eine Periodizität mit einer Periodendauer von etwa vier Sekunden aufweisen. Dieses ist auf die Wirkung von Wellenbewegungen zurückzuführen.



Abb. 4-28 Oberflächenfahrt des AUVs PreToS bei der Ostseerprobung im September 2011

Während der Oberflächenfahrt ist die Ruderanlage samt dem oberen Seitenruder unter der Wasseroberfläche, siehe Abbildung 4-28. Dadurch tragen beide Seitenruder zur Steuerfähigkeit des Fahrzeugs bei Oberflächenfahrt bei. Oberflächenfahrten erfolgen hauptsächlich vor dem Bergen oder nach dem Aussetzen und werden mittels einer Handfahrkonsole manuell gesteuert. Aufgrund der dabei genutzten Art der Datenübertragung (Funkmodem, WLAN) ergibt sich jedoch eine zeitliche Verzögerung von wenigen Sekunden (Latenzzeit) bei der Weitergabe eines Steuerbefehls an die Ruder (Stand der Steuerungssoftware von September 2011). Trotz dieser langen Reaktionszeit ließ sich das Fahrzeug steuern und es wurde beispielsweise häufig ein gerader Kurs parallel zur Bordwand in wenigen Metern (etwa ein bis vier Meter) Abstand zum Schiff angefahren, um auf diese Weise das Bergen über den Seitenkran des Schiffs einzuleiten. Die trotz der langen Reaktionszeit mögliche Steuerfähigkeit lässt auf eine gute Kursstabilität des Fahrzeugs schließen.

Um die Leistungsfähigkeit der Seitenruder des getauchten AUVs darzustellen, wird ebenfalls ein Diagramm mit Messdaten, die während einer Tauchfahrt von den Fahrzeugsensoren aufgenommen wurden, verwendet, siehe Abbildung 4-29. Während des dargestellten Ausschnitts wurde eine Tauchtiefe von zehn Metern angefahren und über einen längeren Zeitraum gehalten, was an dem Einpendelvorgang der gemessenen Tiefe (grüne gestrichelte Kurve) erkennbar ist. Nach Erreichen der Solltiefe wurden dem horizontalen Kursregler verschiedene Sollkurse als Stufensignal vorgegeben (zwischen 206 und 300 Grad), die durch das Anstellen der Seitenruder vom Fahrzeug angefahren wurden. Es ist nach jeder geänderten Vorgabe des Kurses ein Überschwingen des mittels eines elektronischen Kompasses gemessenen Fahrzeugkurses und ein folgender Einpendelvorgang erkennbar. Beispielhaft ist die Zeitspanne von 30 Sekunden dargestellt, die das Fahrzeug braucht, um von einem festen Kurs nach einer Kursänderungsvorgabe von 20 Grad den neuen Kurs ausreichend genau einzunehmen. Das Seitenruder wird anfangs um 22 Grad und nach dem Überschwingen zum Stützen in entgegengesetzter Richtung um sieben Grad angestellt. Nach Erreichen des vorgegebenen Kurses wird dieser mit geringen Abweichungen unter kleinen Ruderausschlägen (unter zwei Grad) fast vier Minuten lang gehalten. In den letzten 55 Sekunden vor der nächsten Kursänderung beträgt der maximal gemessene Ruderausschlag nur etwa 0,15 Grad, wobei die Nulllage des Seitenruders bei ca. 0,7 Grad gemessen wurde. Dieser Zustand des stabilen Fahrzeugkurses bei einer fast konstanten Ruderlage ist auf eine sehr gute Kursstabilität zurückzuführen und wird auch bei dem nächsten vorgegebenen Kurs ab etwa der Sekunde 4.400 erreicht. Das Überschwingen und das Einpendeln können durch eine bessere Einstellung der Reglerparameter verbessert werden. Die Leistungsfähigkeit der Seitenruder und die horizontale Manövrierfähigkeit ließen sich anhand dieser Messdaten erfolgreich nachweisen.

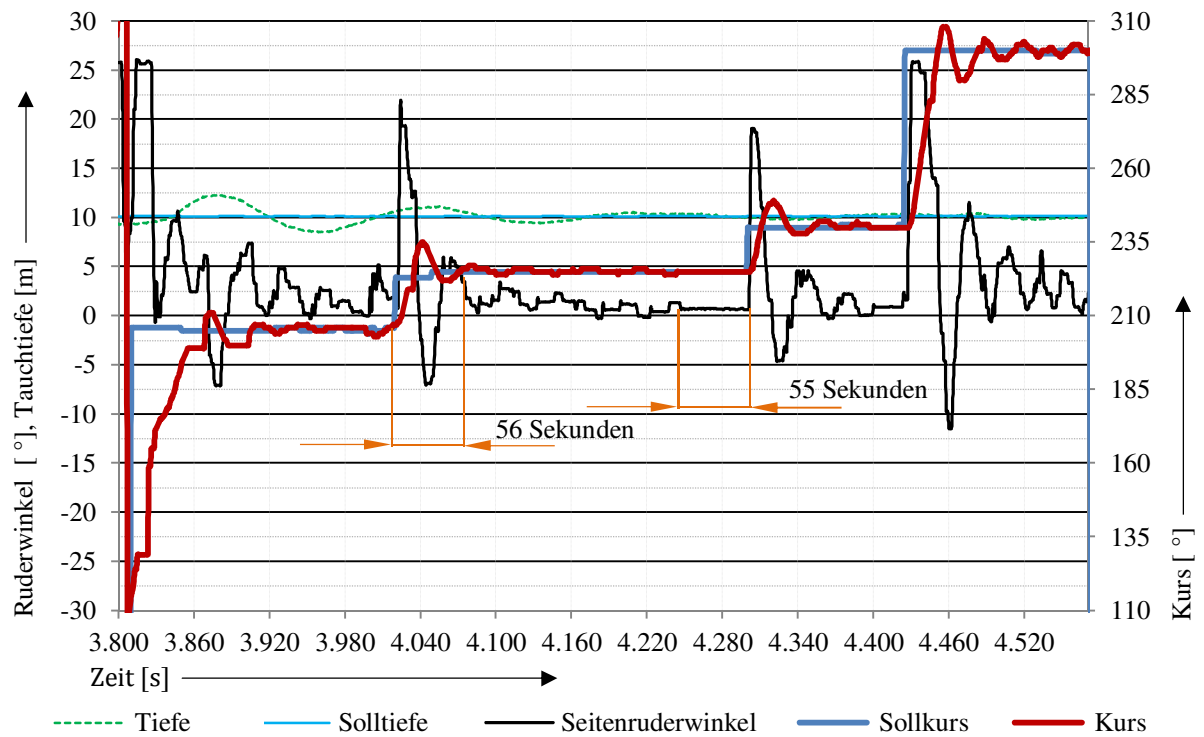


Abb. 4-29 Fahrzeugmessdaten bei der Vorgabe verschiedener Horizontalkurse während einer Tauchfahrt in etwa zehn Metern Tiefe

5 Querstrahlsteuer

Die künstliche Intelligenz an Bord von autonomen Fahrzeugen, welche durch die rasante Entwicklung der Computertechnologie vorangetrieben wird, erlaubt autonomen Fahrzeugen, komplexe Missionen ohne Eingreifen eines Bedieners zu absolvieren. In Zukunft führt diese Entwicklung dazu, dass auch in der Tiefsee immer mehr Operationen, die im Moment ein Mensch aus der Ferne über eine Datenverbindung steuert (ROV), von autonomen Fahrzeugen geleistet werden können. Zu den Aufgaben eines autonomen Unterwasserfahrzeugs werden Operationen wie das Aufnehmen und Bewegen von Gegenständen mittels Greifern oder Manipulatoren sowie automatisierte lokale Messungen und Untersuchungen von Objekten gehören. Dies wird jedoch nur möglich sein, wenn das Fahrzeug in der Lage ist, eine feste Position und Ausrichtung über dem Meeresboden oder in Bezug zu dem zu untersuchenden Objekt einzunehmen und diese zu halten. Konventionelle, für große Reichweiten ausgelegte AUVs besitzen nur ein Hauptmanövriersystem und können diesen Anforderungen nicht gerecht werden.

Um die oben genannten Aufgaben auszuführen, benötigen AUVs beide Eigenschaften: die Möglichkeit, lange Strecken energieeffizient bei größeren Fahrzeuggeschwindigkeiten zurückzulegen sowie eine vollständige Manövrierfähigkeit in der horizontalen und vertikalen Ebene ohne Vorwärtsfahrt des Fahrzeugs, wie sie standardmäßig bei ROVs vorhanden ist. Dies lässt sich durch die Anordnung von vertikalen und horizontalen Querstrahlantrieben im Bug- und Heckbereich des Fahrzeugs gewährleisten.

Das in diesem Projekt entwickelte AUV soll die Rahmenbedingungen für neue Entwicklungen bieten, woraus die Vorgabe resultiert, das Fahrzeug neben einer Hauptmanöviereinheit mit leistungsfähigen Querstrahlssystemen auszustatten. Dabei ist darauf zu achten, dass die Querstrahlantriebe möglichst wenig den Strömungswiderstand des Fahrzeugs erhöhen und einen geringen Bauraumbedarf aufweisen. Weiterhin müssen die Querstrahlssysteme robust aufgebaut sein, so dass die Anfälligkeit für Störungen minimiert wird und im Problemfall eine einfache Wartung möglich ist.

Hinsichtlich des Einbauorts des Querstrahlsystems ist zu beachten, dass in der vorderen und hinteren Fahrzeugspitze weitere Funktionseinheiten integriert werden müssen. Dies gilt für die vordere Fahrzeugspitze, welche als Schwimmkörper an einer Fangleine abgeworfen wird, um das Fahrzeug über diese Einrichtung zu bergen. Die Baugruppe mit der Aufnahme und Befestigung der Fangleine befindet sich samt dem Abwurfmechanismus vor dem bugseitigen Querstrahlssystem [Mis13]. Für die Funktion dieser fahrzeugseitigen Bergevorrichtung ist es notwendig, dass es eine feste Ausrichtung in Bezug zum Fahrzeug besitzt. Die hintere Fahrzeugspitze war ursprünglich als abwerfbarer Anker während der Entwicklungsphase des Querstrahlantriebs vorgesehen, wofür ebenfalls eine fahrzeugfeste Aufnahme notwendig wäre. Dieses Konzept wurde jedoch aufgrund des damit verbundenen hohen Ankergewichts im Heck verworfen.

5.1 Konzeptentwicklung

Im Kapitel 2.2.1 werden einige Bauweisen von Querstrahlssystemen beschrieben. Jedoch sind außer den Tunnelthrustern und dem neuartigen Querstrahlssystem der DNS-Pegel keine weiteren Bauweisen bekannt, die für die Verwendung in einem AUV realisiert wurden. Die am häufigsten angewandte Bauart ist der Tunnelthruster. Dieses Konzept wird jedoch wegen der starken Beeinflussung des Fahrzeugströmungswiderstands und dem großen Bauraumbedarf für den Aufbau des Querstrahlsystems ausgeschlossen. Das sehr kompakte und robuste Querstrahlssystem der DNS-Pegel erfüllt die Anforderungen an einen geringen Bauraumbedarf und kleine Ansaug- und Austrittsöffnungen, jedoch erlaubt diese Bauweise aufgrund der sich mitdrehenden Fahrzeugspitzen keine Anordnung von fahrzeugfesten Komponenten vor dem Bug- und hinter dem Heckquerstrahlssystem.

Zur Erfüllung aller genannten Kriterien, wurde eine Neuentwicklung des Querstrahlsystems notwendig, wobei der bugseitige und der heckseitige Querstrahlantrieb als baugleiche Systeme ausgelegt wurden, um den Entwicklungs-, Konstruktions- und Fertigungsaufwand zu vermindern.

Es werden zunächst drei Konzeptvarianten vorgestellt, die einen Aufbau der Querstrahlssysteme unter Einhaltung aller beschriebenen Vorgaben ermöglichen. Um der Anforderung nach bauraumsparenden Systemen gerecht zu werden, wurden Konzepte entwickelt, bei denen ein Antriebssystem durch Umlenkeinrichtungen Schub in mehrere Richtungen erzeugt. Die aufgrund des kleinen Fahrzeugwiderstands geforderten geringen Querschnittsflächen der Ansaug- und Austrittsöffnungen erzeugen Druckverluste in den Zuleitungen zum Förderlaufrad (Saugleitungen) und zur Schubdüse (Druckleitungen). Dieser Sachverhalt schließt eine energieeffiziente Verwendung von Axiallaufrädern aus, wie sie in Tunnelthrustern zum Einsatz kommen, da sie einen hohen Volumenstrom erzeugen und dabei nur wenig Druck aufbauen können, vgl. Kapitel 3.2. Aus diesem Grund wurden für die Auswahl des Querstrahlsystems verschiedene Konzepte betrachtet, bei denen eine Kreiselpumpe mit einem Radiallaufrad den schuberzeugenden Förderstrom erzeugt.

Konzept 1

Das erste Konzept ist dem im Kapitel 2.2.1 vorgestellten Jet-Thruster-Querstrahlsteuer ähnlich. Dieser Querstrahlantrieb sieht eine Kreiselpumpe mit einer nach außen geführten Ansaugzuleitung und vier Austrittsleitungen vor, die als Schubdüsen dienen und über eine entsprechende Mehrwegeventilbaugruppe zur Richtungssteuerung mit der Druckleitung der Kreiselpumpe verbunden werden. Abhängig davon, welche Austrittsleitung durch das Ventil geöffnet ist, wird im Kreiselpumpenbetrieb in eine der vier möglichen Richtungen quer zur Fahrzeuglängsachse (Backbord, Steuerbord, oben und unten) Schub erzeugt.

Im Vergleich zur Tunnelthruster-Bauweise sind die Öffnungen, die im Strömungskörper des Fahrzeugrumpfs benötigt werden, sehr klein und erzeugen somit einen kleineren Zusatzströ-

mungswiderstand. Vorteilhaft bei diesem Prinzip sind der vergleichsweise kleine Bauraumbedarf und die Möglichkeit, aufgrund von beliebig gestaltbaren Leitungen, die Kreislpumpe und ebenso das Richtungssteuerventil unabhängig von der Position der Schubdüsen an jeder Stelle im Fahrzeug anzuordnen. Der prinzipielle Aufbau des beschriebenen Querstrahlssystems ist in der Abbildung 5-1 dargestellt.

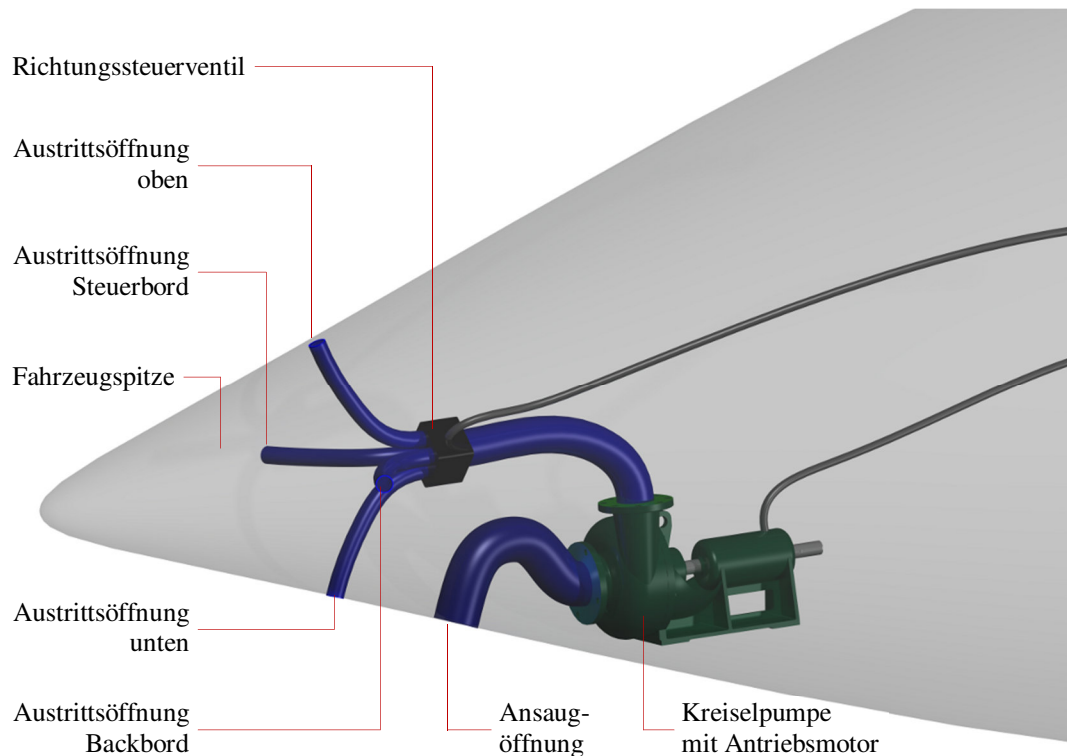


Abb. 5-1 Erste Konzeptvariante des Querstrahlssystems (bugseitig)

Das Richtungssteuerventil bildet eine zusätzliche Baugruppe, welche eine Steuer- und Leistungselektronik benötigt. Eine mögliche Bauweise des Richtungssteuerventils, die insbesondere für den druckneutralen Aufbau geeignet ist, kann der Abbildung 5-2 entnommen werden.

Das Mehrwegeventil enthält ein drehbares, als Umlenkrotor bezeichnetes Zylinderstück, welches einen durchgehenden Kanal aufweist. Die Kanal-Eintrittsöffnung befindet sich axial zentriert und verlängert die Druckleitung der Kreislpumpe. Die Austrittsöffnung liegt exzentrisch auf der gegenüberliegenden Stirnfläche des Bauteils. Der Umlenkrotor wird von einem druckneutralen Ringmotor angetrieben und kann mehrere Rotationsstellungen einnehmen. An den beiden Stirnflächen des Umlenkrotors befinden sich Deckel mit Leitungsanschlüssen. Dabei ist die Druckleitung der Kreislpumpe auf einer Seite angebracht. Die vier Schubdüsenleitungen liegen auf der gegenüberliegenden Seite auf einem Teilkreis. Je nach Stellung des Umlenkrotors wird die Druckleitung der Kreislpumpe mit einer der Schubdüsenleitungen verbunden, wodurch die Schubrichtung des Querstrahlssystems gesteuert wird.

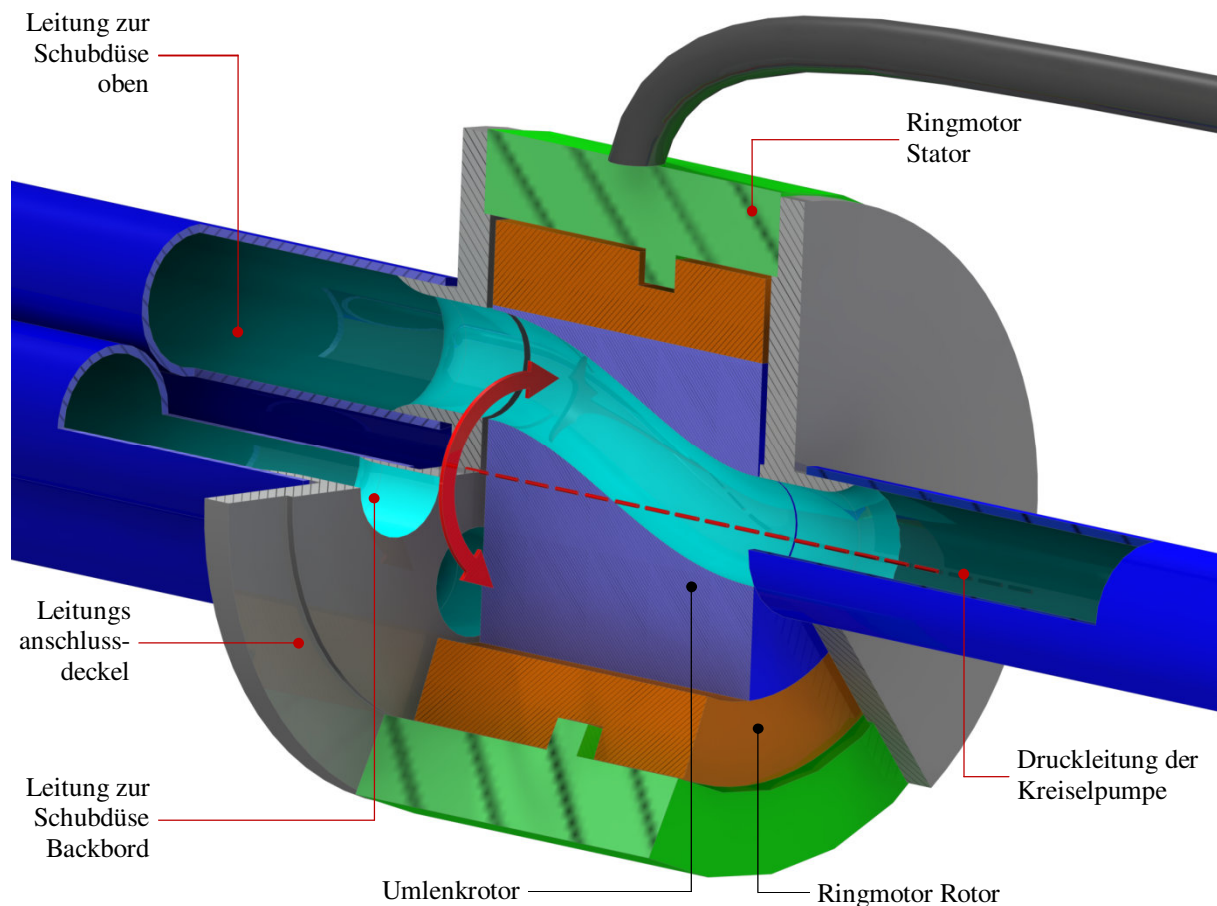


Abb. 5-2 Schematischer Aufbau des druckneutralen Richtungssteuerventils

Möchte man Schub in eine Richtung erzeugen, die aus vertikalen und horizontalen Richtungskomponenten besteht, kann mit den vier verfügbaren Hauptrichtungsstellungen durch schnelles Wechseln zwischen zwei entsprechenden Ventilstellungen mit gleicher oder unterschiedlicher Verweildauer jede gewünschte Schubrichtung erreicht werden.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, mit dem Umlenkrotor Zwischenstellungen zwischen zwei Schubdüsenleitungen herzustellen und damit eine Aufteilung des von der Kreislumpumpe erzeugten Förderstroms zu erzeugen. Dazu müssten die Anbindungen an die Schubdüsen im Deckel und die Austrittsöffnung des Kanals im Umlenkrotor eine Querschnittsform aufweisen, wie sie in der Abbildung 5-3 dargestellt ist. Dadurch bleiben nur kleine Stege zwischen den verschiedenen Schubdüsenleitungen, die bei Zwischenstellungen des Umlenkrotors den Leitungsquerschnitt geringfügig verblocken.

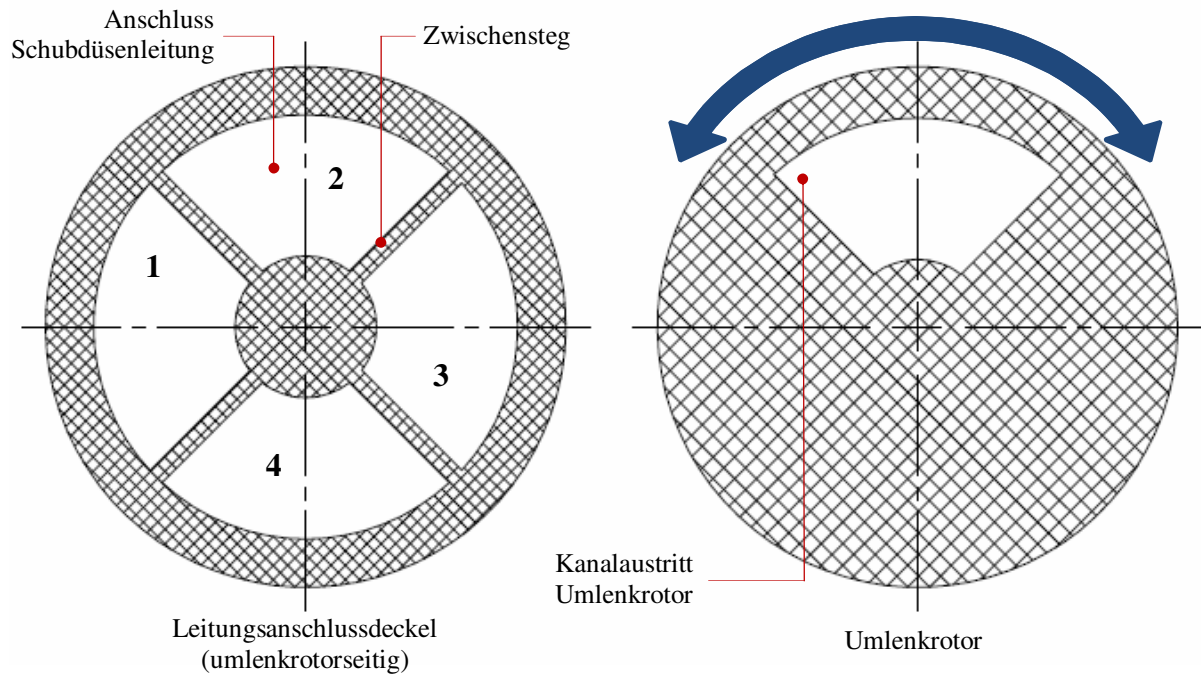


Abb. 5-3 Optimierte Gestaltung der Anschlussquerschnitte für Zwischenstellungen des Umlenkrotors

Beide Lösungsvarianten sind mit hydrodynamischen Problemen verbunden, die aus den sprungartigen Leitungsquerschnittsänderungen resultieren. Ferner steigen mit der Umschaltgeschwindigkeit auch die zu überwindenden Kräfte, die vom Motor überwunden werden müssen. Um schnelle Reaktionszyklen zu ermöglichen, wird jedoch eine kurze Schaltdauer zwischen den verschiedenen Richtungsstellungen benötigt. Bei der ersten Lösungsvariante entstehen zwischen den Hauptstellungen durch die kurzzeitige Verblockung der Druckleitung Druckstöße, die eine schädigende Rückwirkung auf die Kreislumpumpe verursachen können.

Die Beträge der resultierenden Schubkräfte bei Richtungskombinationen sind bei beiden vorgestellten Lösungen aufgrund der beschriebenen Verluste kleiner als bei den vier Hauptrichtungen, so dass eine Richtungsabhängigkeit des erzeugten Schubs bei konstanter Pumpleistung vorherrscht. Weiterhin besteht bei der weitgehend abgeschlossenen Baugruppe des Richtungssteuerventils die Gefahr, dass im Wasser mitgeführte Schmutzpartikel oder organischer Bewuchs die Spalte zwischen festen und beweglichen Teilen zusetzen und den Umschaltvorgang behindern.

Konzept 2

Eine Alternative zu dem Steuerventil als Richtungssteuereinheit bildet eine um die Fahrzeuglängsachse drehbare Austrittsdüse, die über eine sich mitdrehende Leitung mit der fahrzeugfesten Druckleitung der Kreislumpumpe verbunden wird. Eine mögliche konstruktive Lösung ist die Anordnung eines drehbaren Ringraums mit einer radialen Austrittsöffnung, an dem sich der Anschluss der Druckleitung befindet. Der Ringraum besitzt dabei eine axiale ringförmige Öffnung, die das Einströmen des Wassers aus der fahrzeugfesten Druckleitung in jeder Rotationsstellung des Ringraums ermöglicht. Eine fahrzeugfeste Aufnahme (in der Ab-

bildung 5-4 rot dargestellt) enthält den Anschluss für die Druckleitung und deckt die ringförmige Öffnung des Ringraums außerhalb des Leitungsanschlusses ab. Weiterhin ist an der Aufnahme eine Gleitlagerung vorgesehen, welche die Rotation des Ringraums ermöglicht. Der Ringraum lässt sich mit einem als Ringmotor ausgeführten druckneutralen Schrittmotor antreiben. Die Abbildung 5-4 stellt einen möglichen Aufbau des zweiten Lösungskonzepts schematisch dar.

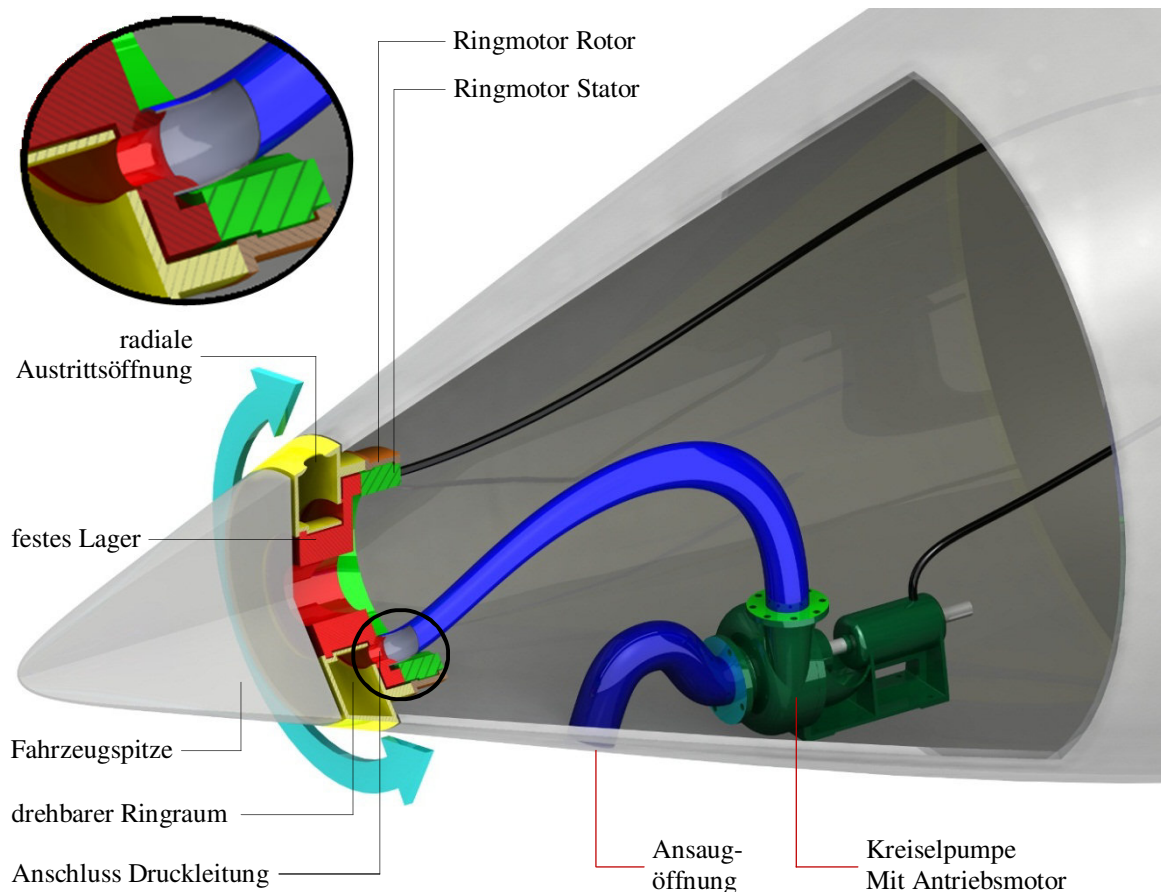


Abb. 5-4 Zweite Konzeptvariante des Querstrahlsystems

Als Nachteil dieses Konzepts sind die hydrodynamischen Verluste im Ringraum zu nennen, die aufgrund von Strömungsumlenkungen bei der Einströmung in den Ringraum und bei der Strömungsbildung in Richtung der Austrittsdüse entstehen. Aufgrund der unterschiedlichen Strömungswege vom Ringraumeintritt zur Austrittsöffnung bei unterschiedlichen Düsenstellungen könnte sich unter Umständen eine Rückwirkung der Schubdüsenstellung auf den Betrag des Schubs bei gleicher Antriebsleistung der Pumpe ergeben.

Der bei dieser Konzeptlösung verwendete Ringraum wird üblicherweise in Kreiselpumpen in der Funktion einer Leitvorrichtung genutzt, um die kinetische Strömungsenergie am Laufradaustritt in Druckenergie umzuwandeln. Die eigentliche Leitvorrichtung befindet sich bei diesem Konzept jedoch direkt im Kreiselpumpengehäuse.

Eine zweite Leitvorrichtung hinter der Druckleitung hat einen negativen Einfluss auf den hydrodynamischen Energiefluss von der Kreispumpe zur Schubdüse. Aus diesem Grund wurde ein drittes Lösungskonzept für das Querstrahlssystem aufgestellt, bei dem dieser Nachteil umgangen wird.

Konzept 3

Das dritte Konzept vereint die Funktion der Leitvorrichtung der Kreispumpe und der richtbaren Schubdüse in einem Bauteil, indem das Kreispumpenlaufrad coaxial direkt innerhalb der drehbaren Leitvorrichtung sitzt. Der Aufbau und die Funktionsweise der Konzeptvariante sind in der Abbildung 5-5 dargestellt. Der radial austretende Druckstutzen der als Spiralgehäuse ausgeführten Leitvorrichtung bildet dabei gleichzeitig die Austrittsöffnung und damit die Schubdüse des richtbaren Querstrahlsystems. Damit ist sowohl die Funktion der Kreispumpe als auch die Funktion der richtbaren Schubdüse in einer kompakten Baugruppe integriert und muss dadurch nicht mit zusätzlichen, durch den Fahrzeugrumpf verlaufenden Leitungen verbunden werden. Damit fahrzeugfeste Komponenten (die fahrzeugfesten Bauteile sind in der Abbildung 5-5 rot dargestellt) vor dem Bug-Querstrahlantrieb eingebaut werden können, wird das Laufrad mit einem Ringmotor angetrieben, wodurch sich eine Welle-Nabe-Verbindung am Laufrad erübrigt. Anstelle der konventionell antreibenden Welle kann ein feststehendes Rohr, welches durch das Laufrad axial durchreicht, angeordnet werden. Dieses ermöglicht die geforderte feststehende Fahrzeugspitze vor der drehbaren Leitvorrichtung und die Durchführung von elektrischen, optischen und hydraulischen Leitungen zur Versorgung der Komponenten in der Fahrzeugspitze.

Als Vorteil gegenüber den zwei anderen Konzepten sind die fehlenden Leitungen zur Führung des Förderstroms von der Kreispumpe zur Schubdüse mit den damit verbundenen Druckverlusten zu nennen. Aus diesem Grund wird bei diesem Konzept die höchste Energieeffizienz erwartet.

Weiterhin stellt sich bei diesem Aufbau für jede mögliche Strahlrichtung der gleiche Volumenstrom ein, so dass die erzeugte Schubkraft konzeptbedingt richtungsunabhängig ist. Solch eine Bauweise ermöglicht den Aufbau einer zusammenhängenden Baugruppe, so dass ein komplett vormontiertes Querstrahlssystem im Fahrzeug eingebaut wird. Diese modulare Bauweise ermöglicht einen einfachen und zeitsparenden Austausch im Problemfall, so dass die Fehlersuche am ausgebauten defekten System stattfinden kann, während das Fahrzeug mit einem Austauschquerstrahlssystem wieder einsatzbereit ist. Die Unterteilung des Querstrahlsystems auf mehrere im Fahrzeug verteilte Baugruppen bei den zwei anderen Konzepten steht dem modularen Aufbau entgegen. Aus diesen Gründen wird das dritte Konzept präferiert.

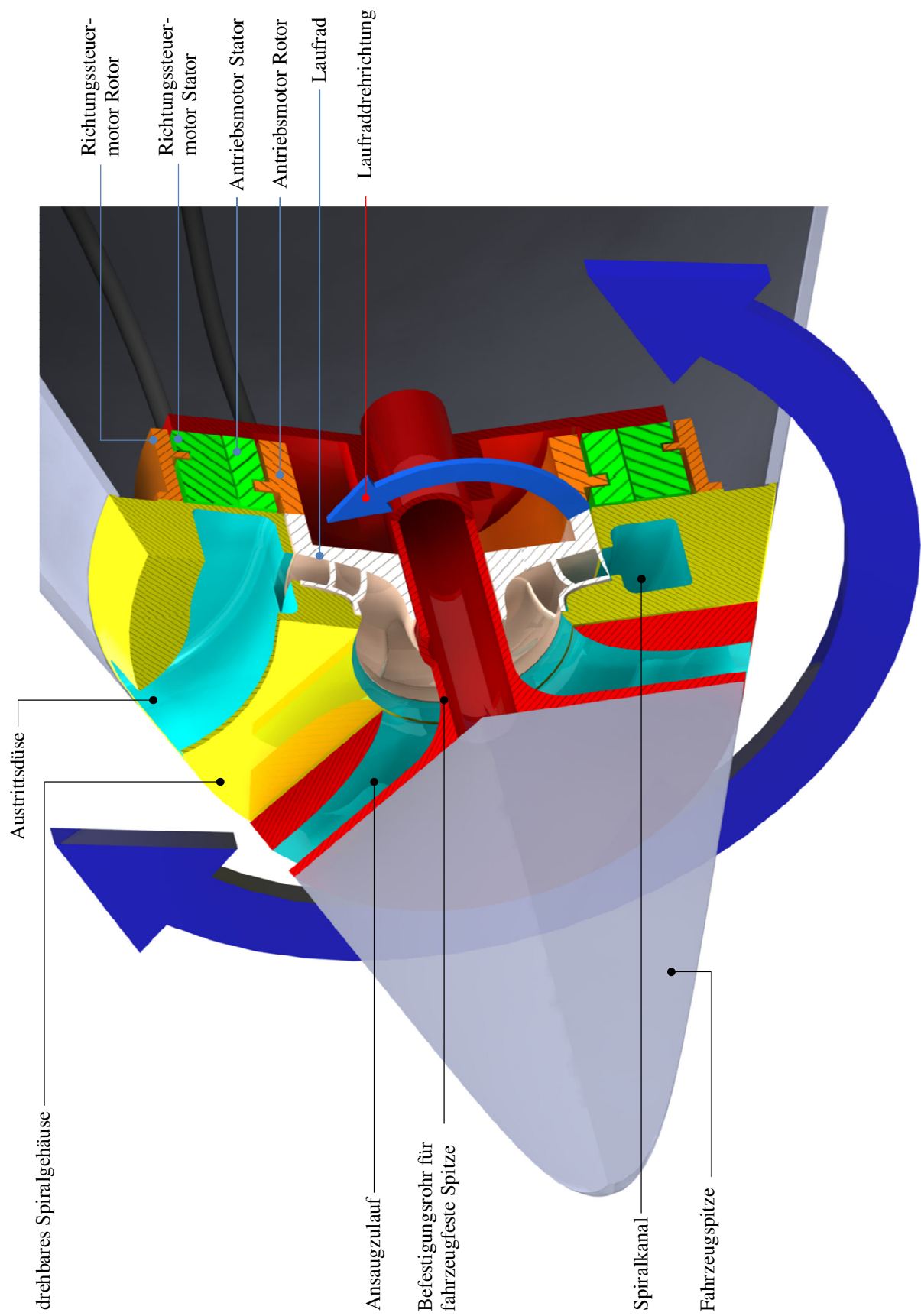


Abb. 5-5 Dritte Konzeptvariante des Querstrahlsystems

5.2 Auslegung der Querstrahlpumpe

Die Auslegung des Querstrahlsystems richtet sich nach Verfahren zur Auslegung von Kreiselpumpen. Als Zielsetzung bei der herkömmlichen Auslegung von Kreiselpumpen ist in den meisten Fällen eine feste Fördermenge Q gefordert und die Förderhöhe H ergibt sich aus den Druckverlusten der Anlage und den statischen Druck- und Höhenunterschieden. Im Fall vom Querstrahlsteuer wird die feste Auslegungsvorgabe durch die notwendige Schubkraft gebildet, welche zunächst im Kapitel 5.2.1 ermittelt wird. Mit vorgegebener Schubkraft F_S lässt sich, abhängig von der Ansaugfläche der Pumpe A_S und der Austrittsfläche der Düse A_D die geforderte Fördermenge und Förderhöhe der Antriebspumpe bestimmen. Zur Optimierung des Ergebnisses erfolgte die beschriebene Berechnung der einzelnen Größen iterativ, da viele Auslegungsparameter variabel und größtenteils voneinander abhängig sind. Der Auslegungsprozess wird chronologisch dargestellt. Dies ist jedoch mit wiederholtem Vorgehen auf Parameter und Größen verbunden, deren Auslegung in späteren Unterkapiteln beschrieben wird.

5.2.1 Abschätzung der notwendigen Schubkraft

Zur Abschätzung der notwendigen Schubkraft eines Querstrahlsystems werden zwei Einsatzszenarien betrachtet: Zum einen das dynamische Positionieren in einer vorhandenen Strömung, andererseits das Drehen um die vertikale Achse des Fahrzeugs zum Einnehmen einer bestimmten Ausrichtung.

Der Betriebsmodus der dynamischen Positionierung kann sinnvoll zur Positionierung an einer festen Stelle in der Nähe des Meeresbodens, beispielsweise zur Detailuntersuchung eines aufgefundenen Objekts, angewandt werden. Bei vorhandener Meeresbodenströmung muss dazu die Fahrzeugdrift durch die schuberzeugenden Systeme kompensiert werden. Ist die Fahrzeuglängsachse zur Strömungsrichtung um einen Winkel angestellt, teilt sich die Widerstandskraft des Fahrzeugs in eine Längskomponente des fahrzeugfesten Koordinatensystems, die mit dem Schub des Hauptantriebs ausgeglichen werden kann und eine Querkomponente, die von den schuberzeugenden Querstrahlsteuern kompensiert werden muss. Die Querkomponente wird bei seitlicher Queranströmung des Fahrzeugs maximal, so dass dieser Fall sich am besten eignet, die minimale benötigte Schubkraft der Querstrahlsysteme abzuschätzen.

Über dem Meeresboden der Tiefsee herrschen in der Regel relativ kleine Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu einem Zentimeter pro Sekunde, während in Flachmeeren Bodenströmungsgeschwindigkeiten von bis zu 10 Zentimetern pro Sekunde gemessen wurden. In Ausnahmefällen kommen, angeregt durch geophysikalische und ozeanographische Prozesse, so genannte benthische Stürme in der Tiefsee vor und bewirken Strömungsgeschwindigkeiten am Meeresboden zwischen 0,2 und 0,5 Metern pro Sekunde [Ger94].

Im Zusammenhang mit den zu erwartenden Strömungsgeschwindigkeiten wurde festgelegt, dass bis zu einer Strömungsgeschwindigkeit von 0,2 m / s das Fahrzeug sich frei manövrier-

fähig über dem Meeresboden positionieren soll, während bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten eine Verankerungsfunktion meeresbodenfeste Operationen ermöglicht [Pre13].

Wenn man die verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen betrachtet, wirkt die maximale Seitenwiderstandskraft bei der Konfiguration des Fahrzeugs mit zwei Nutzlastsektionen, weshalb diese Ausführungsform ausschlaggebend für die Bemessung des minimalen Schubs ist. In einer dreidimensionalen numerischen Berechnung mit Flow Simulation 2010 wurde ermittelt, dass bei einer Seitenanströmung von $0,2 \text{ m/s}$ etwa 60 N auf das Fahrzeug mit zwei eingebauten Nutzlastsektionen als Widerstandskraft wirken. Demnach muss eines der zwei Querstrahlsysteme mindestens 30 N Schubkraft erzeugen, damit das Fahrzeug in der Seitenanströmung eine feste Position halten kann. Der Auslegungsschub wurde auf diese Weise auf 30 N festgelegt (eine genauere Betrachtung der erreichbaren Seitwärtsgeschwindigkeit erfolgt im Kapitel 5.6.2).

Die Schubdüsen des heckseitigen und des bugseitigen Querstrahlsystems sind in der Fahrzeugkonfiguration mit einer Nutzlastsektion etwa $3,6 \text{ m}$ voneinander entfernt, so dass beide entgegengesetzt gerichtete Querstrahlsysteme mit der Schubkraft von jeweils 30 N ein Drehmoment von 108 Nm auf das Fahrzeug erzeugen. Mit Hilfe von numerischen Berechnungen konnte ermittelt werden, dass dieses Drehmoment ausreicht, um eine komplette Fahrzeugdrehung um 360° in weniger als 30 Sekunden zu bewirken (bei Vernachlässigung der Beschleunigungszeit bis zur statischen Drehgeschwindigkeit). Diese Drehgeschwindigkeit wird als ausreichend erachtet, kann jedoch durch einen möglichen Betrieb oberhalb des Auslegungsschubs von 30 N noch erhöht werden. Eine detaillierte Analyse der mit den entwickelten Querstrahlsystemen realisierbaren Fahrzeugbewegungen erfolgt im Kapitel 5.6.1.

5.2.2 Geometrische Vorgaben

Das Einbauvolumen für die beiden Querstrahlsysteme wurde in der Anfangsphase der Fahrzeugentwicklung zugeteilt. Damit ist der äußere Gesamtdurchmesser des Querstrahlsystems fest vorgegeben. Da die Außenkontur des Querstrahlsystems an die Rumpfform des Fahrzeugs angepasst ist, besitzt das Querstrahlssystem eine konische Grundform, so dass der zur Fahrzeugmitte zeigende Teil den größeren Außendurchmesser von 279 mm aufweist. Die axiale Ausdehnung beträgt 100 mm und der kleinere Durchmesser der konischen Grundform beträgt 212 mm .

Weiterhin wurde ein Edelstahlrohr zur Befestigung der Fahrzeugspitze mit integriertem Abwurfmechanismus ausgelegt. Um einen robusten Aufbau zu gewährleisten, beträgt der äußere Durchmesser des Befestigungsrohrs 35 mm [Mis13] und bildet damit die innere radiale Raumbegrenzung für das Querstrahlssystem. Das Laufrad muss somit einen axialen Durchbruch mit dem Durchmesser von 37 mm aufweisen, damit ein umlaufender Spalt zwischen Laufrad und dem Befestigungsrohr der Fahrzeugspitze von 1 mm entsteht. Der innere Saugmunddurchmesser, der bei Pumpenlaufrädern üblicherweise als Nabendurchmesser d_N bezeichnet wird, ergibt sich daraus zu 40 mm , damit eine Materialdicke an der Laufradnabe von

1,5 mm nicht unterschritten wird. Die Bauraumaufteilung für die einzelnen Komponenten des Querstrahlsystems und die auszulegenden geometrischen Größen des Laufrads sind in der Abbildung 5-6 anhand einer Meridianschnittansicht schematisch dargestellt.

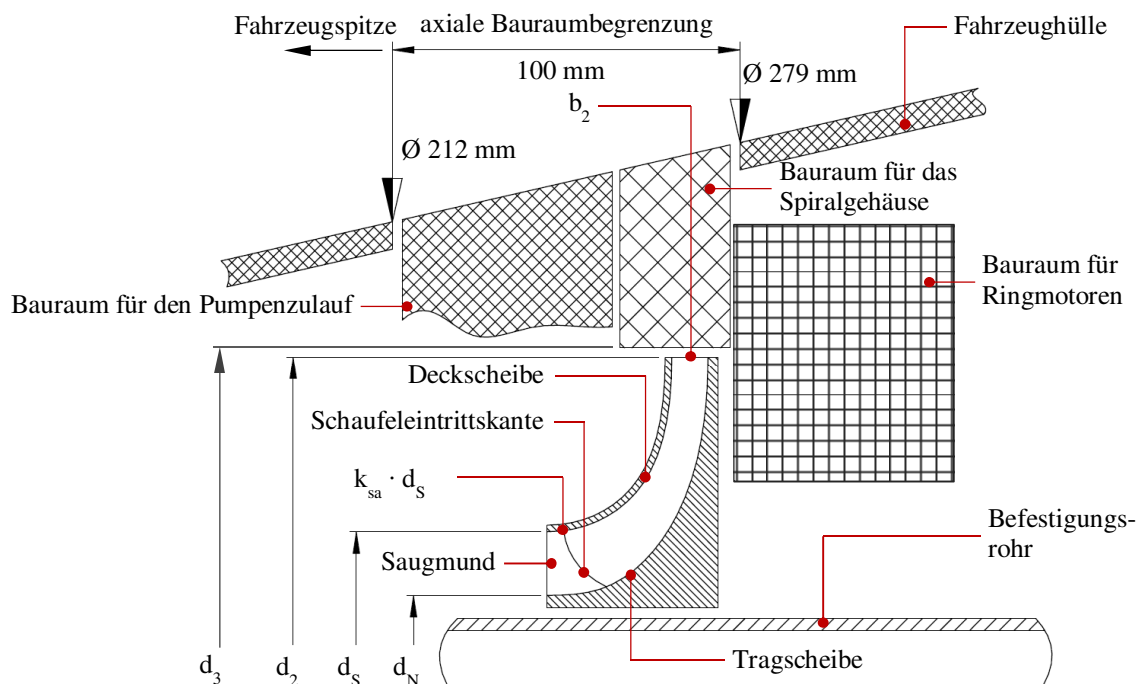


Abb. 5-6 Bauraumabgrenzung und Anordnung der Komponenten des Querstrahlsystems

Radial an das Laufrad schließt der Bauraum für das Spiralgehäuse an, dessen Eintrittsdurchmesser d_3 direkt von dem Laufraddurchmesser d_2 abhängt. Aufgrund der radial an das Spiralgehäuse anschließenden Schubdüse wird für das Spiralgehäuse ein möglichst großer Außendurchmesser benötigt (siehe Kapitel 5.2.7), weshalb das Laufrad und das Spiralgehäuse möglichst weit zur Fahrzeugmitte innerhalb der axialen Bauraumbegrenzung angeordnet werden. Die Auslegung der einzelnen Parameter wird in den folgenden Abschnitten beschrieben.

5.2.3 Auslegungsdrehzahl der Querstrahlpumpe

Als Antriebsmotor für das Pumpenlaufrad wird ein von der Firma ENITECH entwickelter druckneutraler Ringthruster verwendet (vgl. Abschnitt 2.2.1). Der Innendurchmesser des Rotorrings des antreibenden Ringmotors beträgt 100 mm und wird für den Aufbau eines Ringthrusters mit innenliegenden Propellerblättern bestückt. Für die Anwendung im Querstrahlssystem wird am Rotor der Antriebsmotoren statt der Propellerblätter ein Anschlussflansch angeschweißt, der die Verbindung zum Laufrad ermöglicht.

Um die Auslegungsdrehzahl für das Querstrahlsystem zu bestimmen, dienten Messdaten, die bei einer Schubmessung des Ringthrusters bei der Fa. ENITECH ermittelt wurden. Der Antriebsmotor erreichte dabei Maximaldrehzahlen von mehr als 1.600 U / min.

Erwartungsgemäß wird das Kreispumpenlaufrad aufgrund seiner Form einen höheren Rotationswiderstand im Wasser erfahren als der nabenlose Axialpropeller des Ringthrusters. Daraus resultieren für die Anwendung im Querstrahlssystem ein höheres Motormoment und damit eine höhere Antriebsleistung über den gesamten Drehzahlbereich. Die Auslegungsdrehzahl wurde aus dieser Überlegung heraus zu 1.200 Umdrehungen pro Minute gewählt, damit eine Reserve zu höheren Drehzahlen bei Bedarf den Betrieb auch oberhalb des Auslegungspunkts gewährleistet.

5.2.4 Bestimmung des Saugdurchmessers

Als erste variable Geometriegröße bei der Auslegung der Querstrahlpumpe wurde der Saugdurchmesser d_S nach einem Verfahren bestimmt, welches häufig für die Auslegung von Pumpen genutzt wird. Bei festgelegtem Nabendurchmesser d_N von 40 mm des Laufrads bestimmt diese Größe die Ansaugfläche A_S nach der Formel (5-2) und damit, bei festgelegter Fördermenge Q , die Einstömgeschwindigkeit am Saugmund des Laufrads. Das Verfahren bestimmt den minimal zulässigen Saugmunddurchmesser, so dass die Beschleunigung in diesem Bereich keinen zu großen Druckabfall bewirkt.

Der äußere Durchmesser des Laufradsaugmunds d_S lässt sich nach der Formel (5-1) berechnen [Tha10]. Die Fördermenge am Auslegungspunkt Q_{opt} hängt vom Saugdurchmesser ab, während der Saugdurchmesser ebenfalls abhängig von der Fördermenge bestimmt wird. In einem iterativen Prozess wurden beide Größen soweit angepasst, dass eine Übereinstimmung von Q_{opt} und d_S in den Berechnungen nach der Formel (5-1) und dem im Kapitel 5.2.5 genutzten Verfahren erreicht wurde.

$$d_S = \sqrt{d_N^2 + \sqrt[3]{\frac{Q_{opt}^2}{\pi^4 \cdot n^2} \cdot \frac{32}{k_{sa}} \cdot \frac{\lambda_w + \lambda_c}{\lambda_w}}} \quad (5-1)$$

$$A_S = \frac{d_S^2 - d_N^2}{4} \cdot \pi \quad (5-2)$$

Die Konstante k_{sa} berücksichtigt den etwas größeren Durchmesser der Schaufeleintrittskante im Vergleich zum Saugdurchmesser der Pumpe (siehe Abbildung 5-6) und beträgt in diesem Fall 1,02. Der empirische Beiwert λ_c erfasst die Beschleunigung und Verluste am Pumpeneintritt und wird für Pumpen mit radialen Einlaufgehäusen zu 1,1 gesetzt [Gül10]. Der zweite Saugkoeffizient λ_w erfasst die Druckabsenkung an den Schaufeln und wird hier für Standardlaufräder zu 0,2 gesetzt. Auf diese Weise wurde der Saugdurchmesser zu 83,5 Millimetern bestimmt. Somit beträgt die Eintrittsfläche A_S am Saugstutzen 41,55 cm².

5.2.5 Auslegung der Schubdüse

Dieser Abschnitt beschreibt den Einfluss der Austrittsfläche A_D der Schubdüse auf die benötigte Förderleistung und die spezifische Drehzahl des Kreislumpensystems.

Mit dem benötigten Schub F_S von 30 N und der Schubgleichung, vgl. Formel (3-9), lässt sich, wie es in den Gleichungen (5-3) und (5-4) dargestellt ist, ein Zusammenhang des Förderstroms Q in Abhängigkeit von der Querschnittsfläche der Schubdüse A_D formulieren. Dabei ist v_S die mittlere Austrittsgeschwindigkeit des Förderstroms im erzeugten Schubstrahl.

$$F_S = \dot{m} \cdot v_S = Q \cdot \rho \cdot v_S = Q^2 \cdot \frac{\rho}{A_D} \quad (5-3)$$

$$Q = \sqrt{\frac{A_D \cdot F_S}{\rho}} \quad (5-4)$$

Mit der Fördermenge lässt sich weiterhin ein Zusammenhang für die mittlere Eintrittsgeschwindigkeit am Saugstutzen der Kreislumpe v_e formulieren, wobei eine Abhängigkeit von der Eintrittsfläche A_S besteht, vgl. Kapitel 5.2.4. Analog dazu berechnet sich die Austrittsgeschwindigkeit v_a an der Düse. Die Austrittsgeschwindigkeit v_a entspricht im Folgenden der Schubstrahlgeschwindigkeit v_S .

$$v_e = Q / A_S \quad (5-5)$$

$$v_a = Q / A_D \quad (5-6)$$

Aus den beiden Geschwindigkeiten lässt sich die Geschwindigkeitshöhendifferenz H_{Ge} berechnen, die einen Teil der Pumpen-Förderhöhe bildet [Gül10].

$$H_{Ge} = \frac{(v_a^2 - v_e^2)}{2 \cdot g} \quad (5-7)$$

Neben der Geschwindigkeitshöhendifferenz müssen die Saugverlusthöhe im Pumpenzulauf und die Druckverlusthöhe am Druckstutzen als dynamische Anteile der Förderhöhe ermittelt werden. Die Verlusthöhen H_v lassen sich mit Hilfe von Verlustbeiwerten nach der Formel (5-8) abschätzen [Gül10]. Die Verlustbeiwerte ζ können für verschiedene Anlagenelemente Katalogen entnommen werden. Die Summe aller einzelnen Verlusthöhen der auf der Saugseite enthaltenen Elemente der Anlage ergibt die Saugverlusthöhe und analog dazu ergibt sich die Druckverlusthöhe.

$$H_v = \zeta \cdot v^2 / 2g \quad (5-8)$$

Den Druckstutzen bildet in diesem Fall die als Schubdüse wirkende Austrittsöffnung ins freie Wasser. Dieses als Freistrahle bezeichnete Übergangselement in einer Pumpenanlage bewirkt einen Austrittsverlust, wobei der Verlustbeiwert zur Berechnung der Verlusthöhe an dieser Stelle 1 beträgt. Eine als Diffusor wirkende Aufweitung des Leitungsquerschnitts vor dem Austritt ins freie Wasser bewirkt eine Abnahme des Druckverlustbeiwerts an dieser Stelle [Sch11]. Da die Schubdüse radial aus dem konisch geformten Spiralgehäuseteil austritt, ergibt sich aufgrund der Durchstoßung der äußeren Oberfläche unter einem Winkel ein verzögerter Übergang des Strömungsquerschnitts und daraus resultiert eine Diffusorwirkung. Der Verlustbeiwert wurde deshalb etwas kleiner als 1 zu 0,9 für die analytische Auslegungsberechnung abgeschätzt.

Den Zulauf zum Saugmund des Laufrads bildet eine strömungstechnisch günstig ausgeformte Einlaufkante, siehe Abbildung 5-5. Für dieses Element liegt der Verlustbeiwert zwischen 0,04 und 0,1 [Sch11]. Für den Verlustbeiwert auf der Saugseite des Querstrahlsystems wurde für die Auslegungsberechnungen der Wert 0,1 angenommen.

Die statischen Anteile der Förderhöhe können im Fall des Querstrahlsystems vernachlässigt werden, da zwischen Ein- und Austritt der Pumpe keine geodätischen Höhen- und Umgebungsdruckunterschiede herrschen. Die Gesamtförderhöhe der Querstrahlpumpe im Betrieb am Auslegungspunkt kann somit wie folgt berechnet werden.

$$H_{\text{ges}} = H_{\text{Ge}} + H_{\text{vs}} + H_{\text{vd}} = \frac{(v_a^2 - v_e^2)}{2 \cdot g} + \frac{0,1 \cdot v_e^2 + 0,9 \cdot v_a^2}{2 \cdot g} \quad (5-9)$$

Aus der Förderhöhe und dem Förderstrom lässt sich weiter die Förderleistung P_u der Pumpe nach der im Kapitel 3.2 aufgezeigten Formel (3-11) berechnen. Mit der Förderhöhe, der Fördermenge und der im Kapitel 5.2.3 bestimmten Auslegungsdrehzahl kann ferner die spezifische Drehzahl n_q für das Laufrad ermittelt werden, siehe Formel (3-12).

Mit den in den Gleichungen (3-11) und (3-12) sowie (5-3) bis (5-9), formulierten Zusammenhängen ergibt sich eine Kennlinie der benötigten Förderleistung und der spezifischen Drehzahl der Querstrahlsteuer-Pumpe in Abhängigkeit von der Düsenquerschnittsfläche A_D , siehe Abbildung 5-7. Diese Kennlinie wurde unter Verwendung der im Abschnitt 5.2.4 bestimmten Eintrittsfläche A_S von 41,55 cm² am Laufrad erstellt.

Aus dem Verlauf der Förderleistung wird erkennbar, dass die Wahl einer möglichst großen Austrittsfläche der Düse A_D den Leistungsbedarf senkt. Weiterhin bestimmt die so ermittelte spezifische Drehzahl die optimale Laufradform für die Anwendung im Querstrahlantrieb. Es wurde ein Hochdruck- oder Mitteldruckrad angestrebt, da diese Bauformen eine kleinere axiale Ausdehnung aufweisen und die Spiralgehäuse dieser Laufradformen einen kleineren Radi-

albau Raum benötigen. Als Auslegungspunkt wurde die Düsenaustrittsfläche von 1.000 mm² gewählt. An diesem Punkt wird eine Förderleistung von etwa 152 Watt benötigt. Die spezifische Drehzahl von ca. 40 erlaubt es, das Laufrad in der angestrebten Mitteldruckradbauform aufzubauen.

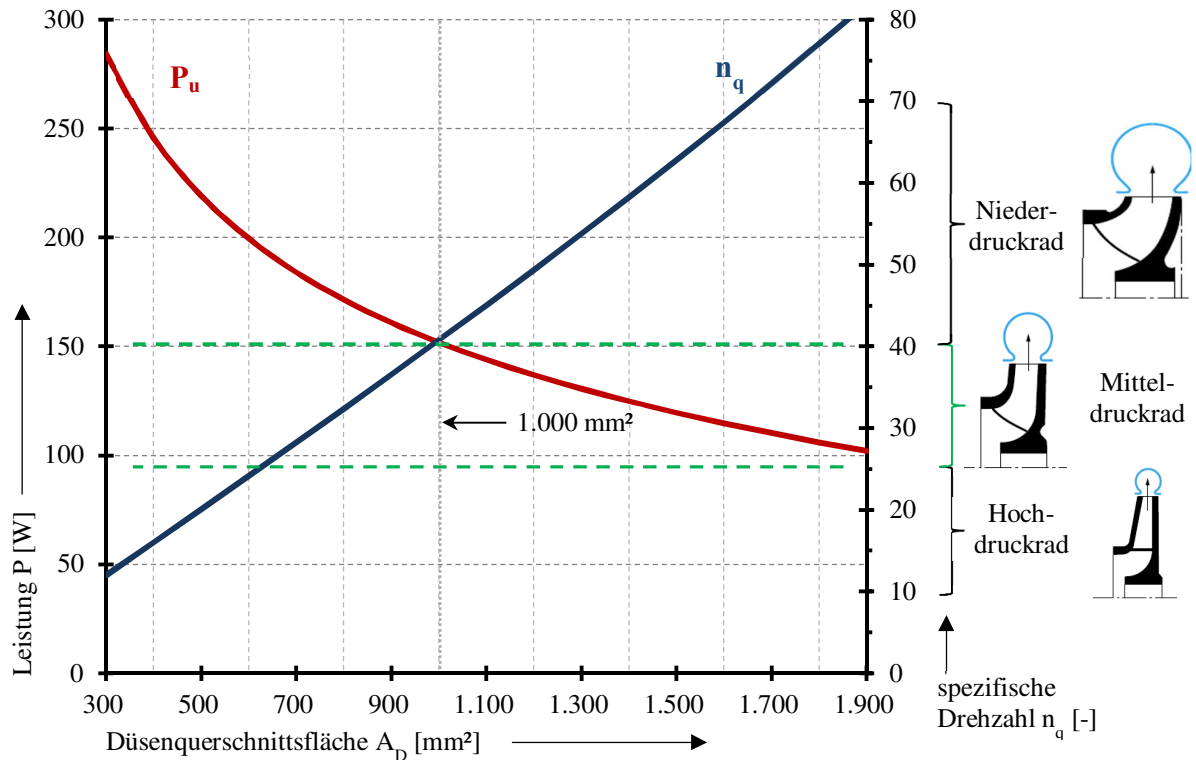


Abb. 5-7 Förderleistung und spezifische Drehzahl der Querstrahlpumpe in Abhängigkeit von der Austrittsfläche

Die Daten, die für das Pumpensystem am gewählten Auslegungspunkt resultieren, sind in der Tabelle 5-1 enthalten.

A_D	A_S	Q_{opt}	H_{ges}	n_q	n	P_u
1.000 mm ²	4.155 mm ²	5,48 l / s	2,82 m	40,75	1.200 U / min	151,8 W

Tabelle 5-1 Kenndaten der Querstrahlpumpe am angestrebten Auslegungspunkt

5.2.6 Entwicklung der Laufradgeometrie

Ausgehend von den so ermittelten Hauptkenndaten für das Pumpensystem, besteht der nächste Schritt darin, die Geometrie des Laufrads zu entwickeln. Dazu werden zunächst neben dem vorher bestimmten Saugdurchmesser d_s und dem Nabendurchmesser des Laufrads d_N der Außendurchmesser d_2 und die Austrittsbreite b_2 als geometrische Hauptgrößen des Laufrads bestimmt. Diese geometrischen Größen des Laufrads sind zur Anschauung in der Abbildung 5-6 dargestellt.

Aus der sich ergebenden Eintrittsfläche und der Austrittsfläche am Laufrad können mit dem Förderstrom Q die Einströmgeschwindigkeit am Saugmund und die Abströmgeschwindigkeit am Laufradaustritt ermittelt werden und mit der Drehzahl des Laufrads der relative Anströmwinkel der Schaufeleintritts- und Austrittskante. Abhängig von diesen Winkeln wird die Anstellung der Eintritts- und Austrittskante der Schaufeln ermittelt. Der Schaufelkanteneintrittswinkel ändert sich jedoch aufgrund der unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von dem lokalen Radius der Eintrittskante. Zusätzlich muss die Strömung im Schaufelkanal vom Saugmund zum Laufradaustritt um 90 Grad umgelenkt werden, so dass für eine gute Schaufelauslegung eine komplexe räumlich verwundene Schaufelgeometrie entwickelt werden muss, die den kinematischen Verhältnissen am Laufradeintritt, -Austritt und im Schaufelkanal des Laufrads genügt. Entwickler von Pumpenlaufrädern benutzen eigenständige Programme oder Programmmakros, die ausgehend von den Vorgaben eine Laufradgeometrie in Form von dreidimensionalen Koordinaten oder direkt als Volumen- oder Oberflächenmodell für die Integration im CAD-System generieren und damit die Berechnung und Gestaltung des Kreiselpumpenlaufrads in einer computergestützten Entwicklungsumgebung verknüpfen.

Die Laufradgeometrie des Querstrahlsystems wurde mittels des kommerziellen Softwarepakets CFturbo erstellt, welches freundlicherweise von der CFturbo Software & Engineering GmbH für den Entwicklungszeitraum zur Verfügung gestellt wurde [CFt12]. Das Softwarepaket ermöglicht es dem Anwender, in einem schrittweise geführten Entwurfsprozess Eingaben der vorher bestimmten Kenndaten der auszulegenden Strömungs- oder Arbeitsmaschine vorzunehmen. Unbekannte Daten lassen sich direkt im Entwurfsprozess von der Software generieren. Für die Ermittlung der gesuchten Daten steht eine Reihe an Berechnungsverfahren zur Verfügung. Dazu gehören allgemeine Entwurfsverfahren für Strömungsmaschinen sowie eingebundenes Expertenwissen in Form von empirischen und auf der Auswertung von vielen experimentellen Untersuchungen basierenden Kennlinien. Die Nutzung dieser Daten erlaubt eine bessere Abschätzung der realen Eigenschaften der Strömungsmaschinen und damit eine qualitativ hochwertige Auslegung.

Der Entwicklungshergang zur Berechnung und Gestaltung der Laufradgeometrie mit der CFturbo-Software wird im Anhang dargestellt, siehe Kapitel 10. Dabei wurden die geometrischen Hauptdaten des Laufrads in vom Programm vorgegebenen Optimal-Bereichen berechnet. Ausgehend von diesen Daten wurde eine zweidimensionale Meridiangeometrie des Laufrads und unter Auswahl von Parametern, wie Schaufelanzahl, Schaufeldicke Schaufelform, etc. eine dreidimensionale Geometrie der Schaufeln, einer Trag- und einer Deckscheibe erstellt.

Die Abbildung 5-8 stellt die Laufradgeometrie anhand von Umrisslinien der sechs Laufradschaufeln des entwickelten Laufrads in der Frontalansicht dar. Dabei wird eine Schaufel durch fünf gleichmäßig auf der Meridianbreite verteilte Umrisslinien erzeugt. Die grüne Umrisslinie zeigt die Schaufelgeometrie an der Deckscheibe, während der Schaufelumriss an der Radscheibe violett dargestellt ist.

Zur besseren Veranschaulichung ist die entwickelte Laufradgeometrie in einer isometrischen Ansicht dargestellt, wobei nur die Geometrie einer der sechs Schaufeln gezeigt ist, siehe Abbildung 5-9. Die Schaufelgeometrie sowie die Deck- und Radscheibengeometrie wurden nach der erfolgten Laufradentwicklung als Oberflächenmodell exportiert und konnten damit weiter im verwendeten CAD-System bearbeitet werden.

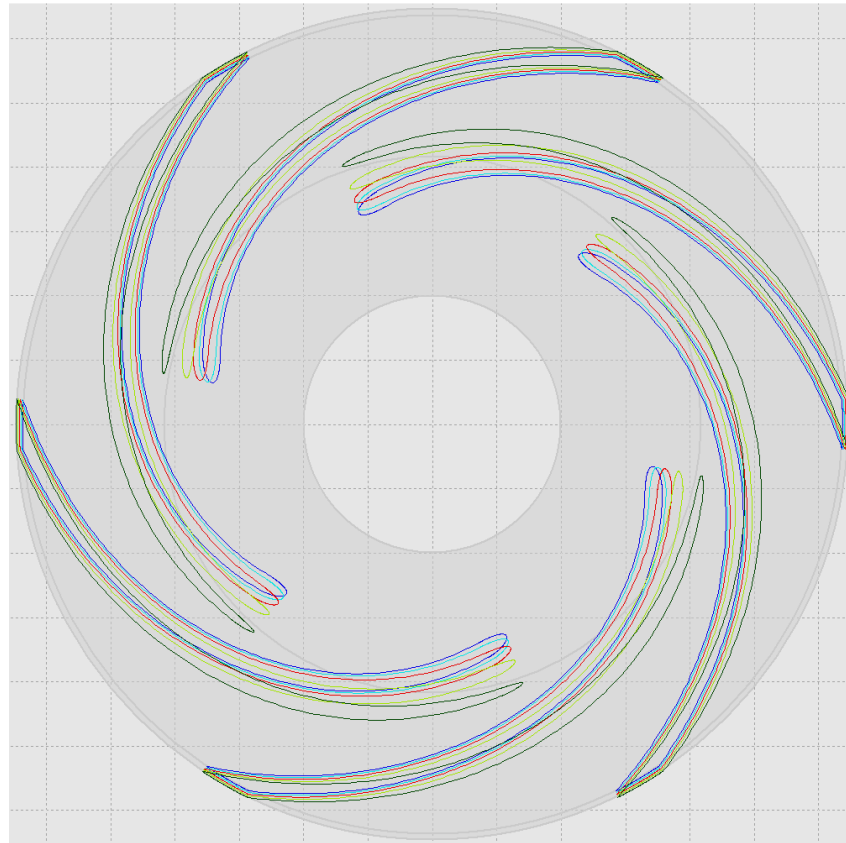


Abb. 5-8 Umrisslinien der sechs Laufradschaufeln, Frontansicht

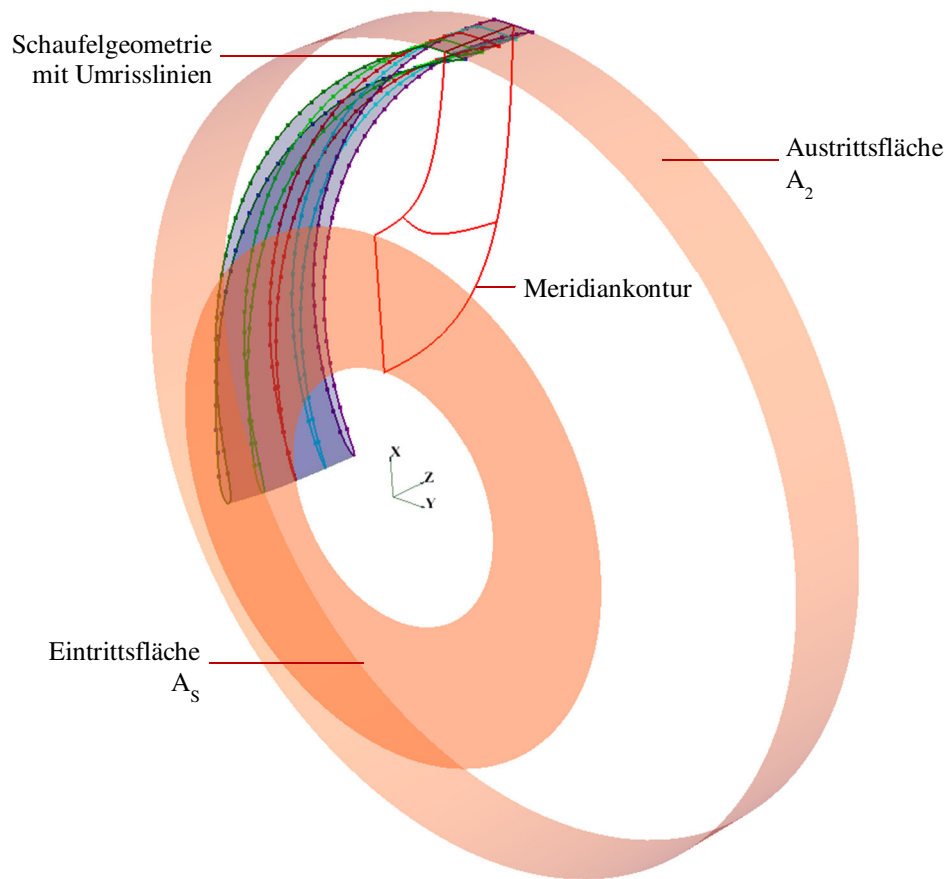


Abb. 5-9 Isometrische Darstellung der mit CFturbo entwickelten Laufradgeometrie

5.2.7 Entwicklung der Leitvorrichtung

Aufgrund der hohen Umfangs- und Meridiangeschwindigkeiten am Laufradaustritt besitzt das Fluid dort einen hohen Anteil an kinetischer Energie, deren Wirkung sich radial über der Laufradaustrittsfläche verteilt und ungerichtet ist. Um einen gerichteten Fluidstrom zu erreichen, ist es notwendig, eine Leitvorrichtung am Laufradaustritt anzuordnen, wodurch die Strömung verzögert und der Großteil der kinetischen Energie in statischen Druck umgewandelt wird. Hierzu werden bei Kreiselpumpen häufig Spiralgehäuse verwendet, die einen spiralförmigen Kanal um den Laufradaustritt bilden. Den Spiralgehäuseaustritt bildet ein tangential oder radial anschließender Diffusor, der als Druckstutzen dient, siehe Abbildung 5-10. Bei der tangentialen Bauform schließt der Diffusor und damit der Druckstutzen seitlich an das Spiralgehäuse an und führt den Förderstrom geradlinig tangential zum Gehäuseaustritt. Die resultierende Reaktionskraft (Schubkraft) wirkt dabei nicht, wie gefordert, radial und erzeugt mit dem radialen Abstand a der Diffusor-Mittellinie zur Rotationsachse des Laufrads ein Drehmoment auf das Spiralgehäuse, welches als Rollmoment auf das Fahrzeug wirken würde.

Aus diesem Grund wird ein Spiralgehäuse mit einem radial anschließenden Druckstutzen als Bauform für die Leitvorrichtung benötigt. Bei dieser Bauform wird der Förderstrom derart umgeleitet, dass er das Spiralgehäuse annähernd radial zur Laufradrotationsachse verlässt, wodurch die gewünschte radiale Wirkrichtung des Schubs erreicht wird.

Ein Teil des vom Laufrad hervorgerufenen Dralls bleibt erhalten und sorgt so für eine Ablenkung vom ideal radialen Austrittsstrahl, was in der Abbildung 5-10 durch eine leichte Schrägstellung des Schubkraftvektors angedeutet ist. Je länger der Austrittskanal ausgeführt wird, desto kleiner wird diese Ablenkung. Die Länge des Austrittskanals ist jedoch maßgebend für den radialen Bauraumbedarf des Spiralgehäuses (angedeutet durch die Fahrzeughülle in der Abbildung 5-10), so dass hier ein Kompromiss gefunden werden muss.

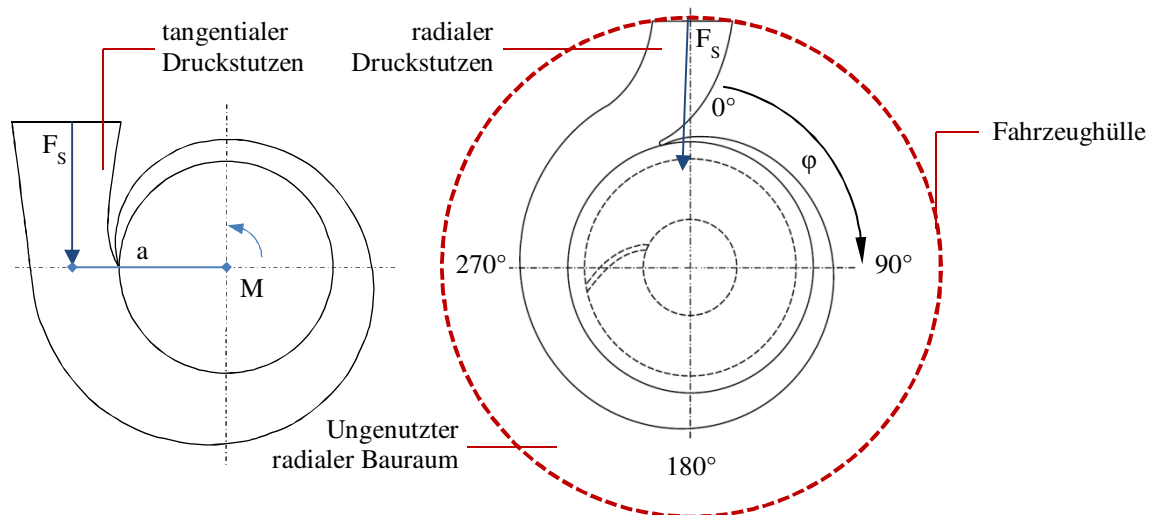


Abb. 5-10 Tangentialer und radialer Druckstutzen-Anschluss an das Spiralgehäuse, nach [Gül10]

Für die Auslegung eines wirkungsgradoptimierten Spiralgehäuses existieren zwei bekannte Verfahren, wobei in beiden Fällen der Verlauf der Querschnittsfläche im Spiralkanal abhängig vom Umschlingungswinkel φ berechnet wird. Das Ziel dieser Auslegung ist es, über den gesamten Umschlingungswinkelverlauf der Spirale einen konstanten Druck zu erreichen. Dadurch erfährt die Schaufelaustrittskante keine Druckänderungen während der Rotationsbewegung und es werden Druckpulsationen vermieden.

Die Methode nach Pfeleiderer sieht die Erhaltung des Dralls über den Umfang als Auslegungskriterium vor [Pfl05], während die Methode nach Stepanoff die Erhaltung der kinetischen Energie über den Umfang fordert [Ste59]. Beide Verfahren führen zu ähnlichen Wirkungsgraden, wobei die nach dem Prinzip der Erhaltung der kinetischen Energie ausgelegten Spiralquerschnitte etwas größer bemessen sind [Gül10]. Die sich ergebende Endquerschnittsfläche ist jedoch bei beiden Verfahren gleich groß. Da der Rechenweg der Methode nach Stepanoff einfacher anzuwenden ist und die Größen der Spiralquerschnittsflächen keine Auswirkung auf den resultierenden Bauraumbedarf haben (die Größe des Endquerschnitts und die Länge des radialen Austrittskanals sind hier maßgebend, vgl. Abbildung 5-10), wurde das Spiralgehäuse nach der Stepanoff-Methode ausgelegt.

$$A_{Sp} = \frac{Q}{k_S \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (5-10)$$

Die Endquerschnittsfläche wird nach der Formel (5-10) berechnet, wobei die Stepanoff-Kennzahl k_S eine Erfahrungskennzahl ist, die abhängig von der spezifischen Drehzahl der Pumpe bestimmt wird (im Fall des Querstrahlsystems für $n_q = 40,75$ beträgt diese 0,34). Daraus berechnet sich eine Querschnittsfläche von etwa 21,5 cm² für den Endquerschnitt der Spirale. Die Größe der Querschnittsflächen verhält sich bei der Forderung nach konstanter kinetischer Energie und damit nach konstanter Umfangsgeschwindigkeit proportional zum Umschlingungswinkel.

Zwischen dem Spiralgehäuse und der Austrittsfläche des Laufrads wird vor dem eigentlichen Spiralgehäuse ein Ringraum als Übergang angeordnet. Der Eintrittsdurchmesser der Spirale d_3 und damit der Berührungskreis des Sporns sind größer zu wählen als der nach der Formel (5-11) berechnete Mindestdurchmesser $d_{3,min}$ [Gül10], siehe Abbildungen 5-10 und 5-11.

$$d_{3,min} = d_2 \cdot \left(1,03 + 0,001 \cdot \frac{n_q}{40} + 0,07 \cdot \frac{H}{1.000} \right) \quad (5-11)$$

Als Mindestdurchmesser ergibt sich für die Werte der Querstrahlpumpe ein Durchmesser von etwa 132 mm. Für die Konstruktion wurde der Durchmesser d_3 zu 138 mm festgesetzt.

Konstruktion des Spiralgehäuses

Die Gestalt der Querschnittsform eines Spiralgehäuses kann relativ frei gewählt werden, ohne wesentliche Wirkungsgradeinbußen zu erwarten [Gül10]. Dieser Umstand wird bei der Konstruktion der Spirale ausgenutzt, indem ein einfaches quaderförmiges Querschnittsprofil verwendet wird, welches beim Anfangs-Umschlingungswinkel ($\varphi = 0^\circ$) eine Breite von 20 mm aufweist. Aus konstruktiven Gründen wurde die Spirale bis zu einem Umschlingungswinkel von 356 Grad ausgeführt, siehe Abbildung 5-11. In einer Kalkulationstabelle wurden die Höhen und die Breiten der Querschnittsflächen für zwölf Umschlingungswinkel in 30-Grad-Abständen abhängig vom ermittelten Endquerschnitt berechnet. Die resultierenden Querschnittsflächen und die Querschnittsbreiten verhalten sich proportional zum Umschlingungswinkel. Die Tabelle steuerte gleichzeitig das parametrisierte Konstruktionsmodell im CAD-System, so dass eine einfache und schnelle Anpassung der Werte bei der Entwicklung erfolgen konnte. Die Abbildung 5-11 veranschaulicht die so erstellte Grundform des Spiralgehäuses, wobei der vorgeordnete Ringraum und die einzelnen Querschnittsformen ebenfalls abgebildet sind.

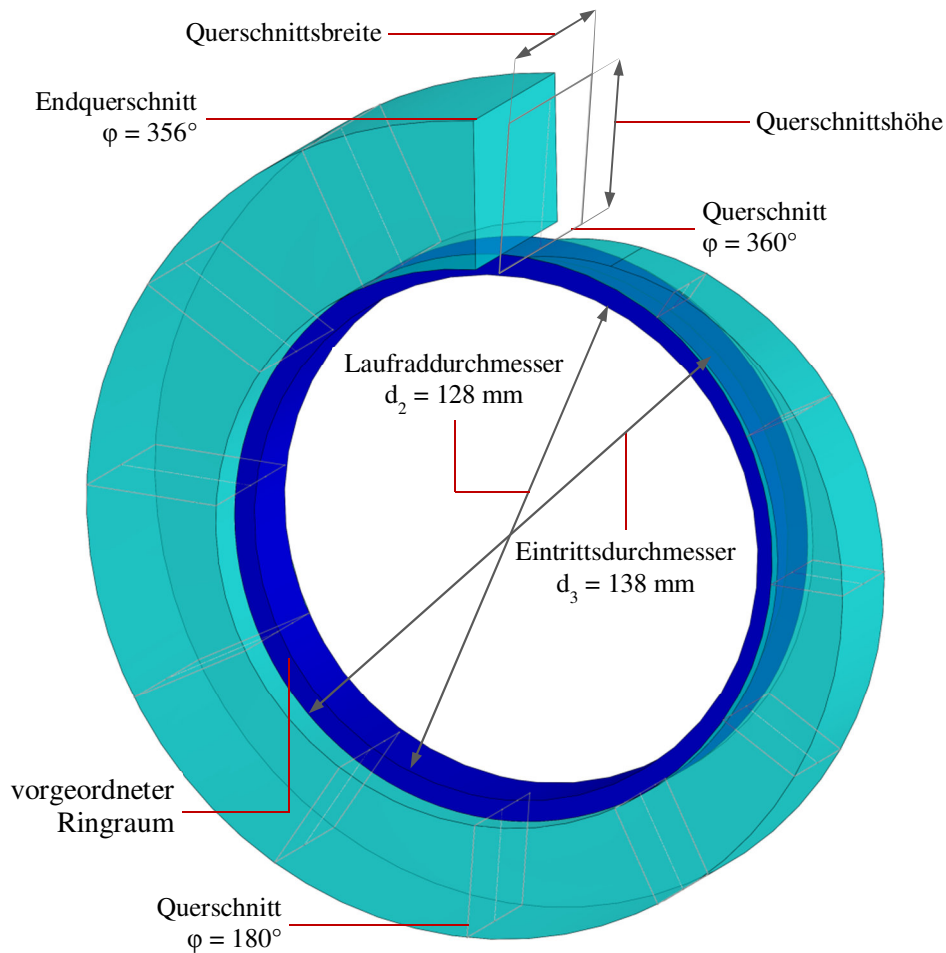


Abb. 5-11 Grundform des Spiralgehäuses mit vorgeordnetem Ringraum

Im nächsten Schritt wurde anschließend an den Endquerschnitt ein Druckstutzen gestaltet, der entgegengesetzt zur Krümmung der Spirale gebogen ist, bis eine radiale Richtung erreicht wird. Damit die Austrittsfläche A_D dem im Kapitel 5.2.5 berechneten Wert von 1.000 mm^2 entspricht, verengt sich der Querschnitt in diesem Bereich des Strömungskanal, so dass eine Schubdüse gebildet wird und kein Diffusor wie bei üblichen Spiralgehäusen. Die Verengung des Kanals wurde durch eine Abnahme der Querschnittshöhe bewirkt, während die Querschnittsbreite ab dem Endquerschnitt der Spirale konstant bleibt. Mit einer so ausgeführten Schubdüse wird aufgrund der Querschnittsverengung in Umlenkrichtung von tangential nach radial und der dadurch bedingten Beschleunigung der Strömung in diesem Bereich eine bessere Umlenkung der Strömung erreicht, als es bei einem als Diffusor ausgeführten Druckstutzen zu erwarten ist. Weiterhin kann nur mit dieser Art der Querschnittsverengung innerhalb des radialen Bauraums eine Umlenkung des tangential endenden Spiralkanal zu einer radialen Austrittsöffnung unter Einhaltung von sinnvollen Krümmungsradien erzielt werden. In der Abbildung 5-12 ist das Hohlvolume des entwickelten Spiralgehäuses dargestellt und die Begrenzung durch die Fahrzeughülle sowie die Form der entstandenen Austrittsöffnung zusätzlich abgebildet.

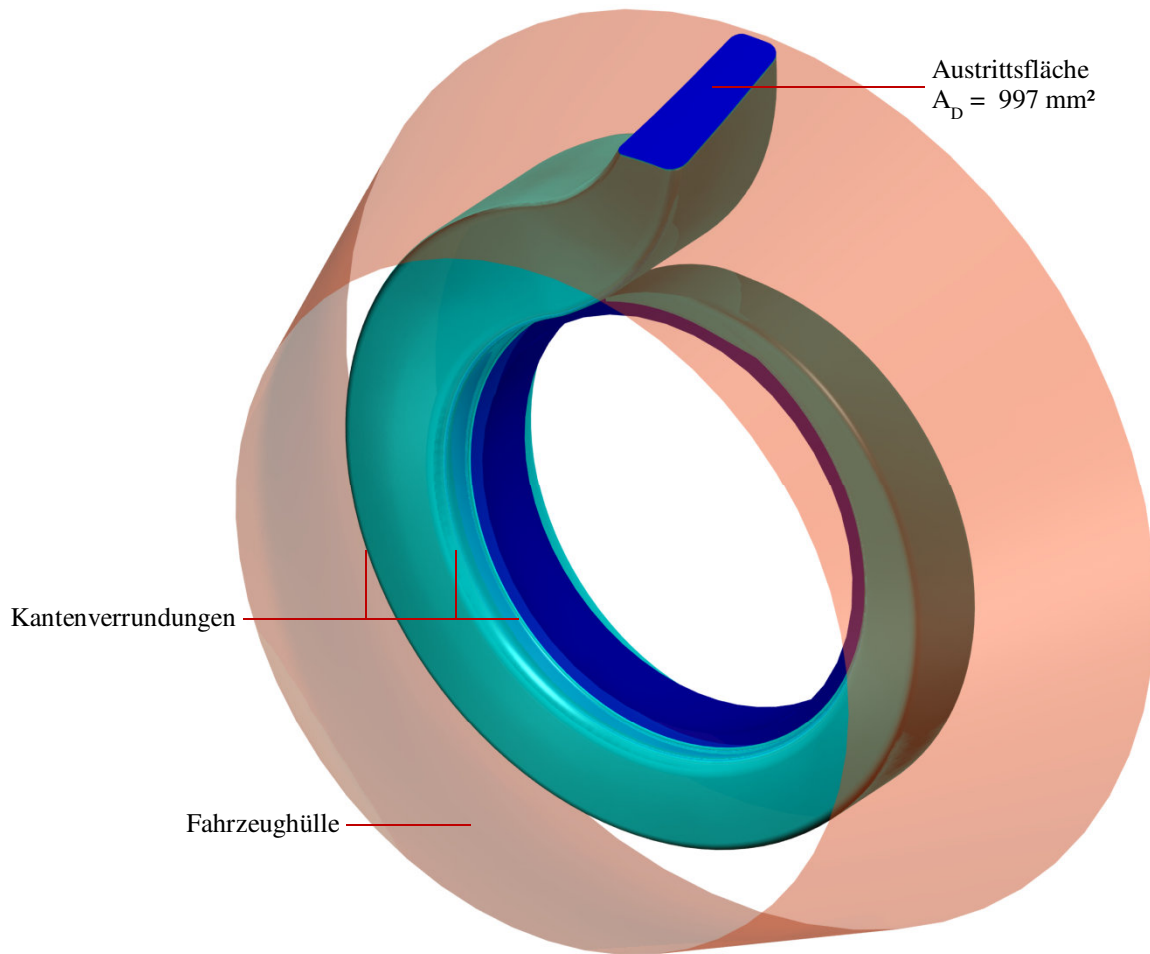


Abb. 5-12 Spiralgehäuse mit Druckstutzen und Austrittsdüse

Alle scharf ausgeführten Kanten der Spiralgehäuse-Grundform wurden verrundet, wodurch bessere Übergänge zwischen dem blau dargestellten vorgeordneten Ringraum und dem eigentlichen Spiralgehäuse sowie strömungstechnisch günstigere Querschnittsformen entstehen. Anzumerken ist, dass sich scharf ausgeführte Kanten mit einer Dreiachsfräse nicht fertigen lassen, siehe Kapitel 5.4.2.

5.3 Numerische Überprüfung der Auslegung

Um die Leistungsfähigkeit der mit dem Laufrad und dem Spiralgehäuse ausgelegten Strömungsmaschine zu überprüfen, wurde ein vorläufiges, vereinfachtes CAD-Modell des Querstrahlsteuers erstellt, mit dessen Hilfe eine numerische Berechnung der Strömungsparameter am Auslegungs-Betriebspunkt erfolgte.

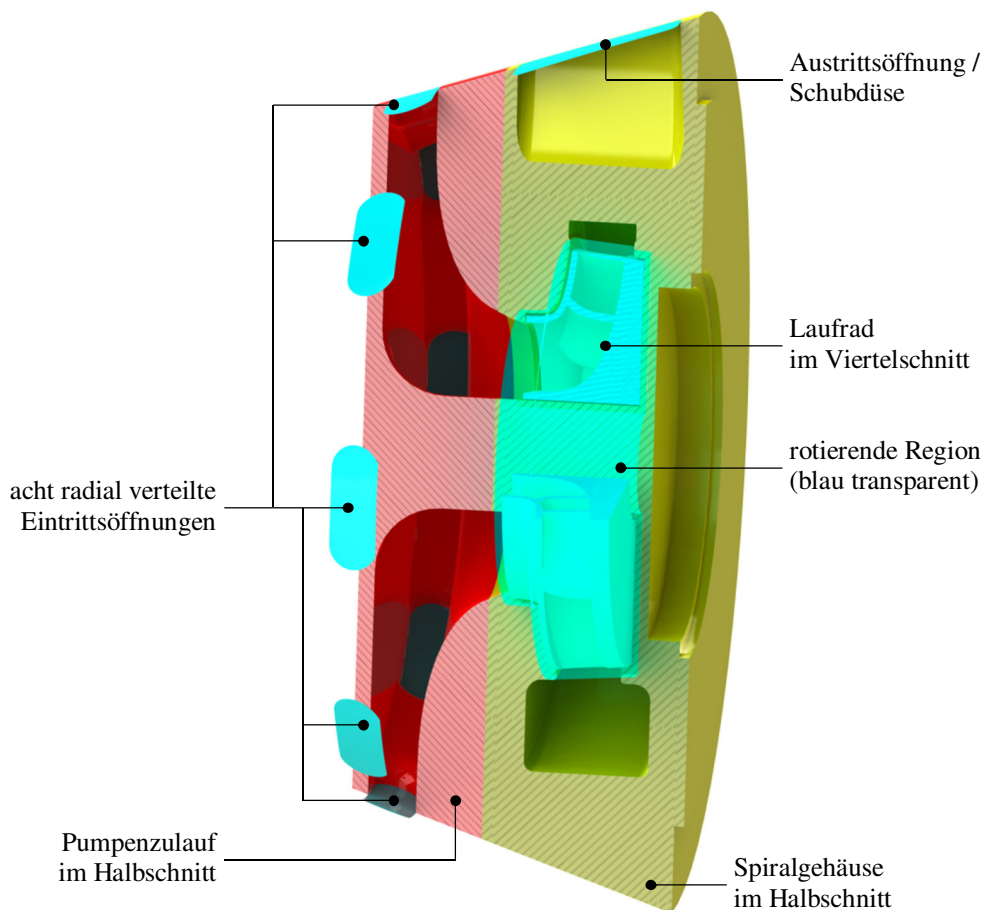


Abb. 5-13 CAD-Geometrie des Flow Simulation 2010 CFD-Modells vom Querstrahlssystem

Für die Berechnungen wurde das EFD-System SolidWorks Flow Simulation 2010 genutzt. Die der EFD-Rechnung zugrundeliegende Geometrie ist in der Abbildung 5-13 gezeigt. Der rot dargestellte Pumpenzulauf wurde so gestaltet, dass acht radial angeordnete Eintrittsöffnungen die Eintrittsfläche zum Zulauf bilden. Im dahinterliegenden ringförmigen Hohlraum des Zulaufs vereinen sich die einzelnen durch die acht Eintrittsöffnungen entstehenden Fluidströme und werden um 90 Grad in die axiale Richtung zum Saugmund des Laufrads umgelenkt. Im Pumpenzulauf und im Spiralgehäuse simuliert eine zylinderförmige Austragung das Befestigungsrohr, welches durch das Querstrahlssystem durchreicht und eine Befestigung der Fahrzeugspitze erlaubt.

Als Berechnungsgebiet wurde der um die Pumpe liegende Bereich weiträumig mit in die Rechnung einbezogen, um die Ausbreitung des Schubstrahls und die Einlaufströmung im Pumpenzulauf auflösen zu können.

Das Laufrad wird von einem für die Modellierung der Laufradrotation erforderlichen rotationssymmetrischen Volumenteil umschlossen, welches eine Begrenzung in einem Abstand von drei Millimetern zur äußeren Laufradoberfläche aufweist. Da die Spaltweiten zwischen Laufrad und dem Spiralgehäuse kleiner als drei Millimeter sind, überlappt der so definierte Bereich mit den Innenwänden des Spiralgehäuses, siehe Abbildung 5-14. Als Randbedingung für das Rechenmodell wurde dieses rotationssymmetrische Gebiet als lokale Rotationsregion

mit der Drehzahl von 1.200 U / min in entsprechender Richtung um die Symmetrieachse definiert. Diese Modellierungsmethode wird in der Softwaredokumentation als Multiple-Rotating-Reference Frame [Sol10a] bezeichnet. Das Programm teilt dabei das Rechengebiet in zwei Bereiche auf (innerhalb und außerhalb der Rotationsregion), die es unabhängig voneinander mit Übergabe von Übergangsbedingungen berechnet. Innerhalb der Rotationsregion rotieren alle Festkörper mit der bestimmten Winkelgeschwindigkeit. Die Berechnung erfolgt hier in einem Relativkoordinatensystem, welches sich gegenüber dem äußeren Absolut-Koordinatensystem mit der festgelegten Winkelgeschwindigkeit dreht. Oberflächen von Teilen, die innerhalb der Rotationsregion keine Drehbewegung ausführen, wie das Spiralgehäuse im Fall der Querstrahlpumpe, werden mit einer zusätzlichen Randbedingung als Stator oder feststehende Wand definiert, so dass eine Relativbewegung zwischen den rotierenden und festen Festkörpern modelliert wird. Bei der im verwendeten EFD-System implementierten, als Mischungsebenen-Methode bezeichneten Bildung von Übergangsbedingungen zwischen den zwei Fluidregionen, wird eine stationäre Lösung in beiden Rechengebieten berechnet und über den Umfang der vom Programm automatisch erstellten Trennoberflächen gemittelt jeweils an das andere Rechengebiet als Randbedingung übergeben. In einem iterativen Rechenprozess werden beide Rechengebiete so oft berechnet, bis eine Konvergenz der Übergangsbedingungen erreicht ist [Sol10b]. Bei der Übergabe der Strömungsparameter erfolgt eine Koordinatensystemtransformation zwischen rotierendem Relativ- und festem Absolutsystem. Die zwei Trennflächen sind hierbei die axiale Eintrittsfläche in der Nähe des Laufradsaugmunds und die Umfangs-Austrittsfläche in der Nähe des Laufradaustritts, siehe Abbildung 5-14. Bei diesem vereinfachten quasistatischen Berechnungsmodell wird durch die Umfangsmittelung der Einfluss der lokalen Druck- und Geschwindigkeitsunterschiede, die bei der Umströmung der Laufradschaufeln entstehen, bei der Berechnung der Spiralgehäuseströmung vernachlässigt. Ferner wurde der Einfluss der Wandrauigkeit in den Berechnungen unter Annahme ideal glatter Oberflächen nicht betrachtet.

Der Vorteil dieser für die Berechnungen genutzten Modellvereinfachungen liegt in der vergleichsweise schnellen und stabilen Rechenmethode, die zur Überprüfung der von der Auslegung erwarteten Hauptkenndaten der Pumpe, wie der Fördermenge und der damit erreichbaren Schubkraft genutzt wurde. Zur Berechnung der Kenndaten wurden zunächst die Eintritts- und Austrittsöffnungen als Oberflächen modelliert, die vom Fluid durchströmt werden können. Diese in der Abbildung 5-13 in hellblauer Farbe dargestellten Oberflächen erlauben es nach durchgeführter Berechnung, die lokalen Strömungsparameter an diesen Stellen zu bestimmen.

Als Fördermenge Q wird der Volumenstrom durch die Oberfläche an der Schubdüsenöffnung betrachtet. Mit Hilfe der Formel (5-3) kann daraus der Schub berechnet werden. Weiterhin wird mit den mittleren Druckwerten an den Eintritts- und Austrittsöffnungen die resultierende Druckdifferenz ermittelt und erlaubt unter Nutzung der Formel (3-10) die Bestimmung der Pumpenförderhöhe H . Diese wurde einmal für das Gesamtsystem (Druckdifferenz zwischen Druckstutzen und den radialen Eintrittsöffnungen am Pumpenzulauf) und zusätzlich für die

einzelne Pumpe ohne Pumpenzulauf betrachtet (Druckdifferenz zwischen Druckstutzen und der Eintrittsfläche der Rotationsregion, die den Saugstutzen der Pumpe bildet).

Mit der Förderhöhe und der Fördermenge kann die Förderleistung der Pumpe mit dem in der Formel (3-11) formulierten Zusammenhang kalkuliert werden. Als weitere Berechnungsgröße wird das auf die Oberflächen des Laufrads wirkende Reaktionsmoment um die Rotationsachse ermittelt und erlaubt mit Hilfe der Drehzahl sowie der Formel (3-13) die Berechnung der mechanischen Antriebsleistung. Aus dem Verhältnis der mechanischen Antriebsleistung zur Förderleistung ergibt sich der Förderwirkungsgrad des Querstrahlsteuers.

5.3.1 Untersuchte Variationen

Neben der reinen Überprüfungsrechnung der Auslegung wurden drei Varianten des Übergangs vom Laufradaustritt zum Spiralgehäuseeintritt modelliert, um daraus eine optimale Variante zu ermitteln und diese für die Konstruktion des Querstrahlsystems zu verwenden.

Bei der ersten Variation ist weder um die Deckscheibe, noch um die Tragscheibe des Laufrads ein Absatz am Spiralgehäuse vorhanden, so dass der Strömungskanal hinter dem Laufradaustritt sprungartig größer wird. Die zweite Konfiguration enthält einen Absatz um die Deckscheibe des Laufrads, so dass sich der Strömungskanal am Übergang von Laufrad zum Spiraleintritt nur einseitig aufweitet. Bei der dritten Konfiguration sind beide Absätze vorhanden, so dass die Austrittsbreite b_2 der Eintrittsbreite im dem Spiralkanal vorgeordneten Ringraum entspricht. Die Abbildung 5-14 veranschaulicht die beschriebenen Variationen im Meridianschnitt des Modells, wobei die Absätze mit einer schraffierten Fläche angedeutet sind. Wie dort erkennbar ist, wurde ein Spalt im Radseitenraum zwischen Laufrad-Deckscheibe und Spiralgehäuse modelliert, während im Radscheiben-Seitenraum kein Spalt vorhanden ist. Das wurde aus dem Grund so gestaltet, da im Querstrahlssystem das Laufrad mittels eines Ringmotors über einen Ringflansch angetrieben wird, weshalb an dieser Stelle kein Radseitenraumpalt entsteht.

Die Berechnungsgitter wurden unter Nutzung der automatischen adaptiven Netzverfeinerungsfunktion mit mindestens fünf Verfeinerungsschritten pro Modellrechnung erstellt, wobei die maximale Anzahl der Zellen auf 2,1 Millionen begrenzt wurde. Die Netzelementdichte wurde dabei vorher in den Radseitenräumen durch die manuelle lokale Verfeinerungsfunktion gegenüber dem restlichen Rechengebiet erhöht. Vorhergehende Netzanalyserechnungen am Modell haben gezeigt, dass sich die berechneten Werte ab einer Anzahl von mehr als 1,6 Millionen Zellen bei weiteren Verfeinerungen unwesentlich ändern. Als Ergebnis der Berechnungen sind ermittelte Werte in der Tabelle 4-1 dargestellt.

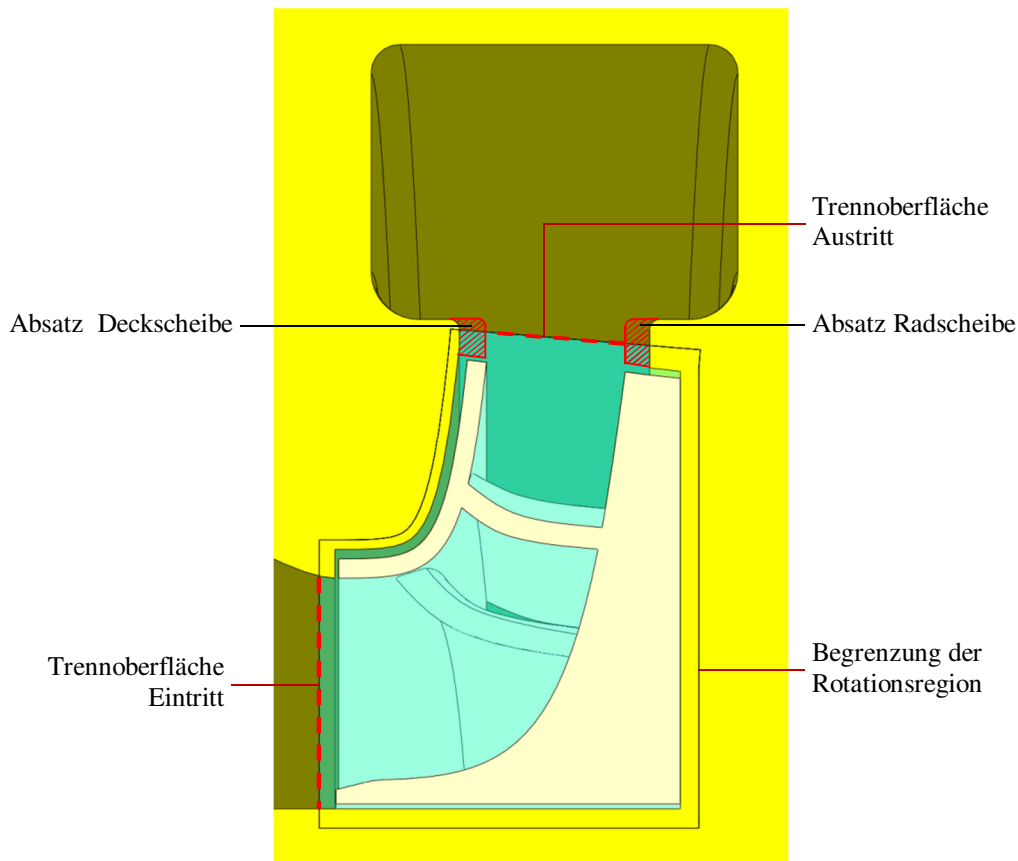


Abb. 5-14 Meridianschnitt der simulierten Pumpengeometrie

Beim Vergleich der Ergebnisse ist zu erkennen, dass beide untersuchten Absätze um die Trag- und Deckscheibe des Laufrads eine geringe positive Auswirkung auf den Volumenstrom, die Förderleistung und den Wirkungsgrad des Pumpensystems haben. Ebenfalls steigen die Förderhöhe, das Laufradmoment und damit die benötigte Antriebsleistung leicht an, was jedoch aufgrund des ermittelten Wirkungsgradanstiegs zu keiner Verschlechterung der Güte des Systems führt. Aus diesem Grund wird die Variation mit beiden Absätzen für den Aufbau des Querstrahlsystems präferiert und im Folgenden weiter analysiert.

Vergleicht man die den Auslegungsberechnungen im Kapitel 5.2.5 zugrunde gelegten Daten in der Tabelle 5-1 mit den numerisch ermittelten Werten, ist beispielsweise die veranschlagte Fördermenge von etwa 5,48 l/s mit einer Abweichung von nur 0,3 Prozent erreicht worden. Diese Größe ist maßgebend für den zu erreichenden Schub des Querstrahlsystems.

Die berechnete Förderhöhe der Pumpe von 2,12 m ist jedoch deutlich kleiner (etwa 25 Prozent) als der veranschlagte Wert von 2,82 m. Dieser Unterschied ist auf die Berechnung der Druckverlusthöhe mit einem Austritt-Verlustbeiwert bei der Auslegungsrechnung zurückzuführen. Dieser muss laut Literatur bei einem sprunghaften Austritt des Strömungskanals in freies Wasser zu 1 gesetzt werden, wurde aber aufgrund der verzögerten Querschnittsflächen-Aufweitung etwas kleiner (zu 0,9) angesetzt. Nach erfolgter numerischer Berechnung kann der Austrittsverlustbeiwert unter Beachtung der im Kapitel 5.2.5 gemachten Annahmen zu 0,44 korrigiert werden.

			ohne Absatz	Absatz an Deckscheibe	beide Absätze
Volumenstrom	Q	[l / s]	5,41	5,44	5,46
Förderhöhe der Pumpe	H ₁	[m]	2,06	2,1	2,12
Gesamtförderhöhe des Systems	H ₂	[m]	1,86	1,89	1,90
Förderleistung der Pumpe	P _{u1}	[W]	109,4	112	113,4
Gesamtförderleistung	P _{u2}	[W]	98,62	100,83	101,91
Laufradmoment	M _{La}	[Nm]	1,17	1,18	1,19
mechanische Antriebsleistung	P	[W]	147,22	148,07	149,36
Wirkungsgrad der Pumpe	η ₁	%	74,3	75,6	75,9
Wirkungsgrad mit Pumpenzulauf	η ₂	%	67	68,1	68,2

Tabelle 5-2 Ergebnisse der numerischen Berechnung

Zur Ermittlung der erreichten Schubkraft wurden die Strömungsverhältnisse an der Austrittsfläche genauer untersucht. Bei der modellierten Austrittsfläche von 997 mm² und den berechneten 5,46 l / s wäre eine mittlere Austrittsgeschwindigkeit von ca. 5,48 m / s zu erwarten.

Die Geschwindigkeitsverteilung an der Schubdüse ist dreidimensional, wobei Radial-, Tangential- und Axialkomponenten der Geschwindigkeit vorhanden sind. Für den entstehenden Radialschub und die Durchflussmenge ist die Radialkomponente der Austrittsgeschwindigkeit v_{ar} maßgebend, deren mittlerer Wert 5,66 m / s beträgt.

Die Differenz kann mit einer kleineren effektiven Querschnittsfläche der Schubdüse erklärt werden, da die Strömungsrichtung am Austritt nicht senkrecht zur Austrittsöffnung steht. Aus den Strömungsparametern kann somit eine effektive Austrittsfläche von 965 mm² ermittelt werden.

Die Abbildung 5-15 veranschaulicht die Verteilung der berechneten Austrittsgeschwindigkeit in radialer Richtung auf der modellierten Austrittsfläche der Schubdüse.

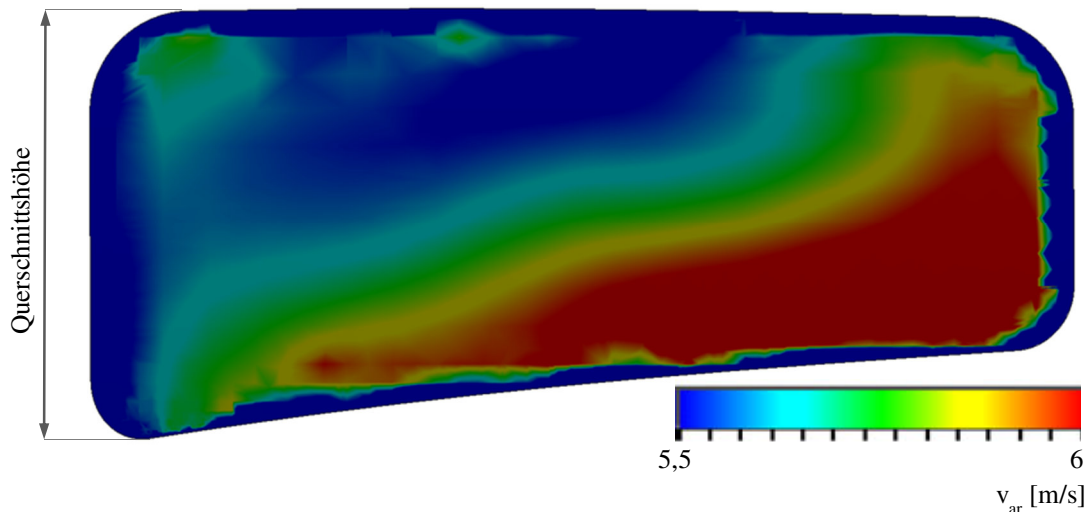


Abb. 5-15 Numerisch berechnete Verteilung der radialen Austrittsgeschwindigkeit

Für die Darstellung wurde eine Farbskala gewählt, bei der alle Geschwindigkeitswerte unter $5,5 \text{ m/s}$ blau dargestellt sind, so dass Bereiche erkennbar werden, deren Wert unterhalb der mittleren Geschwindigkeit liegt. Dies sind insbesondere durch Grenzschichtströmungen im Spiralkanal beeinflusste Bereiche an den Rändern der Austrittsfläche.

In der Kernströmung wächst tendenziell der Anteil der blauen Bereiche in Richtung der wachsenden Querschnittshöhe, während im Bereich der kleinsten Querschnittshöhe fast die gesamte Kernströmung rot eingefärbt ist, was Strömungsgeschwindigkeiten von 6 m/s und höher entspricht. Die nicht konstante Querschnittshöhe ergibt sich aufgrund der Krümmung der Schubdüse, ausgehend vom Spiralkanal und aufgrund der konischen Rumpfoberfläche in dem Bereich, wo die Schubdüse diese durchstößt, siehe Abbildung 5-12.

Nach der Formel (5-3) errechnet sich mit der gemittelten radialen Austrittsgeschwindigkeit von $5,66 \text{ m/s}$ eine Schubkraft von $30,9 \text{ N}$ und erfüllt damit die gestellten Anforderungen an das Querstrahlsystem.

Neben der Schubkraft in der gewünschten radialen Austrittsrichtung ist weiterhin die Richtung der resultierenden Schubkraft in der Fahrzeugquerebene für die Bewertung des Querstrahlsystems interessant, weshalb ebenfalls die Verteilung der Austrittsgeschwindigkeit in tangentialer Richtung v_{at} betrachtet wurde. Diese ist in der Abbildung 5-16 dargestellt. Die als radial und tangential bezeichneten Richtungen sind in der Abbildung 5-17 gezeigt.

Es ist erkennbar, dass im Bereich maximaler Querschnittshöhe eine Region maximaler Tangentialgeschwindigkeiten vorhanden ist (bis zu 2 m/s). Die Tangentialgeschwindigkeiten werden mit abnehmender Querschnittshöhe deutlich kleiner. Über die gesamte Austrittsfläche ergibt sich für die mittlere Austrittsgeschwindigkeit in tangentialer Richtung ein Wert von etwa $1,1 \text{ m/s}$ und damit eine tangentiale Schubkraft von 6 N . Daraus resultiert eine Abweichung des Austrittswinkels vom ideal radialen Austritt um elf Grad in der Querebene des Fahrzeugs.

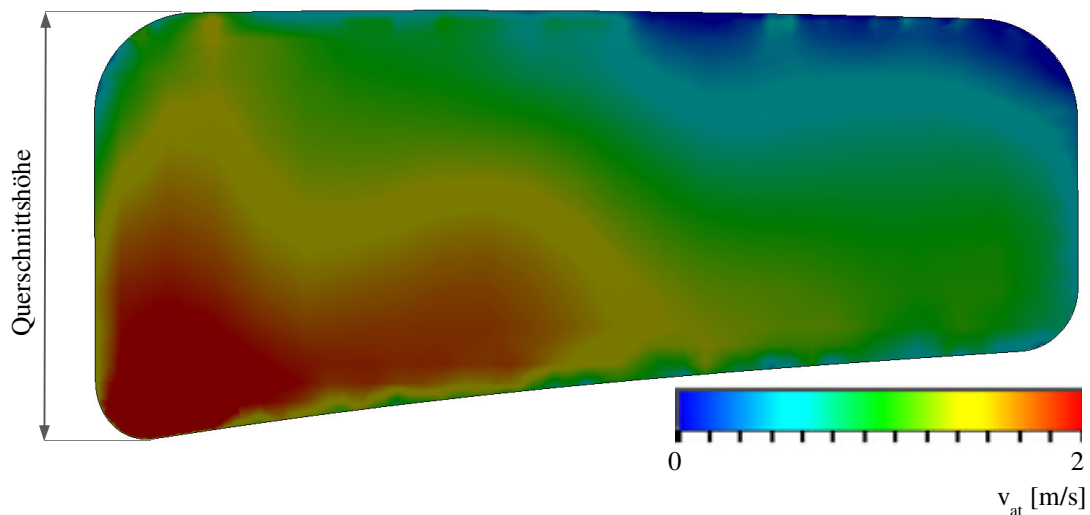


Abb. 5-16 Numerisch berechnete Verteilung der tangentialen Austrittsgeschwindigkeit

Die Abbildung 5-17 verdeutlicht die beschriebenen Strömungsverhältnisse anhand der Stromliniendarstellung der numerisch ermittelten Werte. Es werden jeweils die Stromlinien dargestellt, die den Schubstrahl an der Querschnittsbreite der Austrittsöffnung begrenzen. Zu erkennen ist, dass die Strahlen im Bereich der größeren Querschnittshöhe stärker abgelenkt werden, als in Bereichen kleinerer Querschnittshöhen.

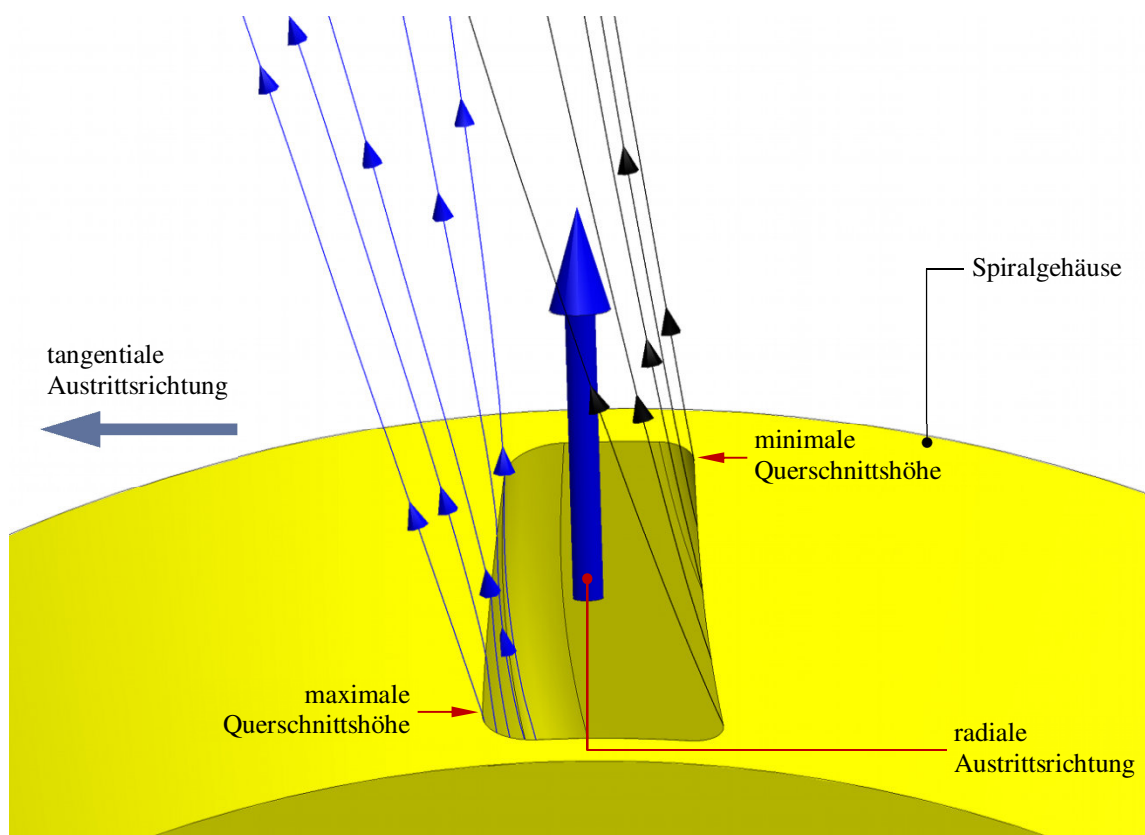


Abb. 5-17 Darstellung der Randstromlinien des Schubstrahls

Sowohl die größeren Tangentialkomponenten in diesem Bereich als auch die kleineren Radialkomponenten der Austrittsgeschwindigkeit sind auf die Durchstoßung des Schubdüsen-Strömungskanal durch die konische Rumpfoberfläche zurückzuführen. An der Stelle, wo die Rumpfoberfläche einen kleineren Durchmesser aufweist, ergibt sich eine größere Querschnittshöhe der Austrittsöffnung. Dies ist gerade der Bereich, wo die Krümmung vom tangentialen Spiralkanal des Spiralgehäuses zur radialen Austrittsrichtung noch nicht vollständig abgeschlossen ist, siehe hierzu auch die Abbildungen 5-6 und 5-12. In Bereichen kleinerer Querschnittshöhen ist die Krümmung besser ausgebildet und ferner wird aufgrund der kleineren Querschnittshöhe die Strömung stärker in die radiale Richtung beschleunigt, als im Bereich der maximalen Querschnittshöhe. Aufgrund des begrenzten radialen Bauraums ließ sich diese Formgebung jedoch nicht vermeiden.

Da die notwendige Fördermenge und damit auch die geforderte Schubkraft in radialer Richtung gemäß der numerischen Überprüfungsrechnung mit der entwickelten Pumpengeometrie erreicht wurde und sich aufgrund der kleineren Förderhöhe ein positiv zu bewertender, kleinerer Antriebsleistungsbedarf (149,4 W anstatt den veranschlagten 151,8 W) zur Erreichung des erforderlichen Schubs von 30 N ergibt, wurde die Geometrie beibehalten, wobei für die Konstruktion die Variation mit beiden beschriebenen Absätzen über den Laufradscheiben gewählt wurde. Die Abweichung von etwa elf Grad vom ideal radialen Austritt wird an dieser Stelle toleriert.

5.4 Konstruktion und Fertigung des Querstrahlsystems

Basierend auf der für numerische Untersuchungen erstellten Geometrie wurde das Querstrahl-system auskonstruiert. Dabei musste eine Befestigung am Fahrzeug realisiert werden und die Fertigung der gestalteten Bauteile gewährleistet sein. Unter anderem wurden das Spiralgehäuse und das Pumpenzulaufgehäuse mittels der am FMT verfügbaren drei-Achsen-CNC-Fräse gefertigt. Dazu mussten das Spiral- und das Zulaufgehäuse quer zur Rotationsachse aufgetrennt werden. Durch die Auftrennung sind jeweils zwei Gehäusehälften entstanden, die sich durch zweiseitiges Bearbeiten auf der Fräse herstellen ließen. In der Abbildung 5-18 ist die Gesamtkonstruktion anhand einer Explosionsdarstellung der einzelnen Komponenten dargestellt (bugseitiges Querstrahlssystem). Der Aufbau und die Funktionsweise der Konstruktion sollen anhand der folgenden kurzen Montageanleitung deutlich werden.

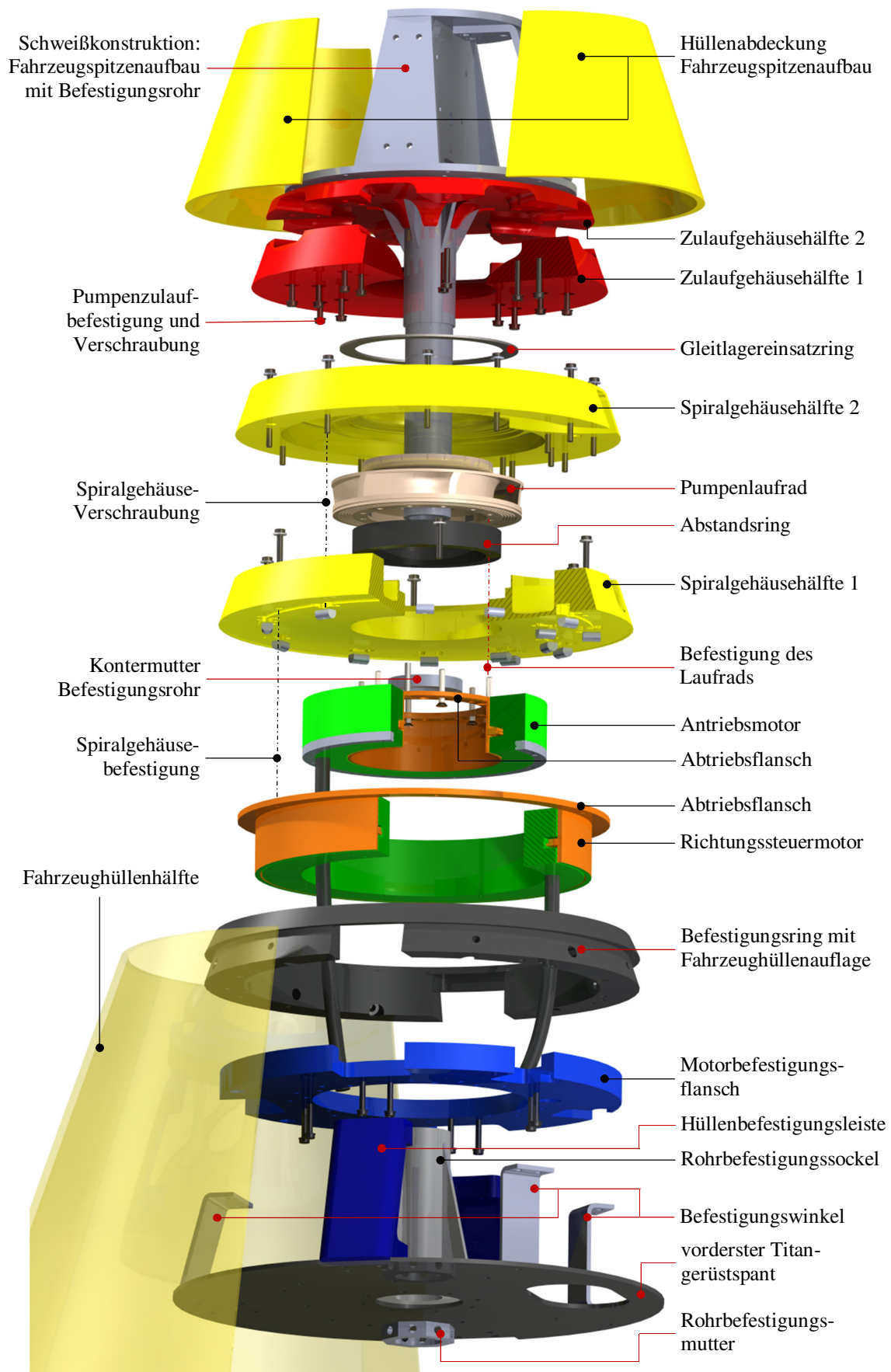


Abb. 5-18 Explosionsdarstellung der Querstrahlsteuer-Baugruppe

5.4.1 Montage des Querstrahlsystems

Die Befestigung des Querstrahlsystems erfolgt über einen Befestigungsring, der über zwei als Hüllenbefestigungsleisten bezeichnete Bauteile am vordersten Titangrundgerüst-Spant des Fahrzeugs befestigt wird. Im Befestigungsring und in den Hüllenbefestigungsleisten (beide aus POM-Kunststoff gefertigt) sind Quergewindebolzen und Gewindehülsen aus Edelstahl eingesetzt, so dass darin die Verschraubung der Fahrzeughüllen erfolgt. Um die Steifigkeit und Belastbarkeit des Befestigungssystems zu erhöhen, wurde der Befestigungsring zusätzlich über drei Befestigungswinkelbleche aus Edelstahl ebenfalls am vordersten Titanspant verschraubt. Bei der Montage des Querstrahlsystems werden zunächst alle Komponenten am Befestigungsring montiert, wonach das zusammengebaute Bug-Querstrahlsteuer über die oben beschriebene Verschraubung des Befestigungsringes im Fahrzeug eingebaut wird.

Am Befestigungsring wird ebenfalls über eingesetzte Quergewindebolzen der Motorbefestigungsflansch verschraubt, auf welchem sowohl der Laufradantriebsmotor als auch der Richtungsstellmotor stirnseitig angeflanscht werden. Als erstes wird der Richtungssteuermotor, ein ebenfalls von der Firma ENITECH entwickelter druckneutraler Ringantrieb mit äußerem Läufer, angeflanscht. Auf dem aus Edelstahl gefertigten Läuferring wurde ein Flanschring mit Gewindelöchern verschweißt und erlaubt so die Befestigung der Spiralgehäusehälfte 1. Als nächstes wird der Antriebsmotor mit montiertem Laufrad koaxial in den Richtungssteuermotor gesetzt und ebenfalls stirnseitig am Motorbefestigungsflansch angeschraubt. Der Abstand zwischen dem am Rotor angeschweißten Abtriebsflansch und dem Laufrad wird über einen, aus POM-Kunststoff gefertigten, Abstandsring überbrückt. Über das Laufrad wird die zweite Spiralgehäusehälfte gesetzt und über Quergewindebolzen, die in der ersten Spiralgehäusehälfte eingepresst sind, mit dieser verschraubt.

Um die feststehende Fahrzeugspitze vor dem Bug-Querstrahlssystem anzufertigen, wurde eine Edelstahl-Schweißkonstruktion als Gerüst für die in der Fahrzeugspitze integrierten Komponenten entwickelt, die an einem Edelstahlrohr mit Versteifungsrippen angeschweißt wird [Mis13]. Das Rohr wird durch den vorgesehenen Freiraum im Querstrahlssystem in den am Titanspant verschraubten Rohrbefestigungssockel geschoben. An den entsprechenden Stellen weist das Rohr ein Außengewinde auf, über welches eine Kontermutter vor dem Befestigungssockel sowie eine Rohrbefestigungsmutter hinter dem Sockel, die Befestigung der Fahrzeugspitzenkonstruktion und eine axiale Justierung der Position erlaubt. Der Einbau der Fahrzeugspitze erfolgt, nachdem das ganze Querstrahlssystem vollständig am Fahrzeug montiert wurde. Dabei wird das Pumpenzulaufgehäuse direkt auf der Schweißkonstruktion über die dort vorgesehenen Gewindelöcher verschraubt. Damit die Relativbewegung des vom Richtungssteuermotor angetriebenen Spiralgehäuses und des fahrzeugfesten Pumpenzulaufgehäuses möglich ist, wird ein Edelstahl-Gleitlagerring auf einen entsprechenden Absatz zwischen den beiden Kunststoffgehäusen gesetzt.

5.4.2 Fertigung der Komponenten

Die beiden Gehäuse (Pumpenzulauf- und Spiralgehäuse) nehmen mit insgesamt 2,8 Litern etwa 60 Prozent vom Gesamtvolumen des Querstrahlsystems ein (Motoren und Befestigungselemente eingerechnet). Um einen möglichst kleinen Abtrieb des Querstrahlsystems zu erzeugen, wurden diese Teile aus dem leichten Polyethylen-Kunststoff (PE) gefertigt, der mit einer Dichte von etwa $0,95 \text{ g / cm}^3$ Auftrieb im Wasser generiert. Im Vergleich zum ebenfalls möglichen Aufbau aus POM-Kunststoff mit einer Dichte von $1,4 \text{ g / cm}^3$ ist das Querstrahlssystem 1,26 kg leichter. Alle Gehäusehälften wurden mittels einer drei-Achs-CNC-Fräse hergestellt, wobei aufgrund der Bauteilform eine zweiseitige Bearbeitung notwendig war. Die Positioniergenauigkeit beim Umdrehen der Teile wurde, ähnlich wie bei der im Kapitel 6.4 beschriebenen Fertigung des Propellerdüsenprofils, über Bohrungen und Passstifte auf einer Aufnahmeplatte gewährleistet. Nach der Fertigung ließen sich diese Positionierlöcher teilweise zur Positionierung der Gehäusehälften untereinander nutzen, siehe Abbildung 5-19. Der Motorflansch wurde ebenfalls an der CNC-Fräse gefertigt, jedoch wurde POM als Konstruktionswerkstoff wegen der geforderten höheren Festigkeit an dieser Stelle genutzt.



Abb. 5-19 Gefertigte PE-Spiralgehäusehälften mit Edelstahl-Passstiften zur genauen Positionierung

Aufgrund der komplexen Form des Laufrads wurde ein Stereo-Lithographie-Verfahren zur Fertigung des Laufrads gewählt. Als Werkstoff wurde dabei das RenShape SL 7810 Harzsystem verwendet, welches sich durch eine besonders hohe Festigkeit und eine hohe Oberflächengüte des fertigen Bauteils gegenüber anderen bekannten Rapid-Prototyping-Verfahren [Hun07] auszeichnet. Jedoch neigt das so hergestellte Kunststoffmodell zu einer erhöhten Wasseraufnahme, weshalb eine Nachbehandlung der Oberflächen notwendig wurde.

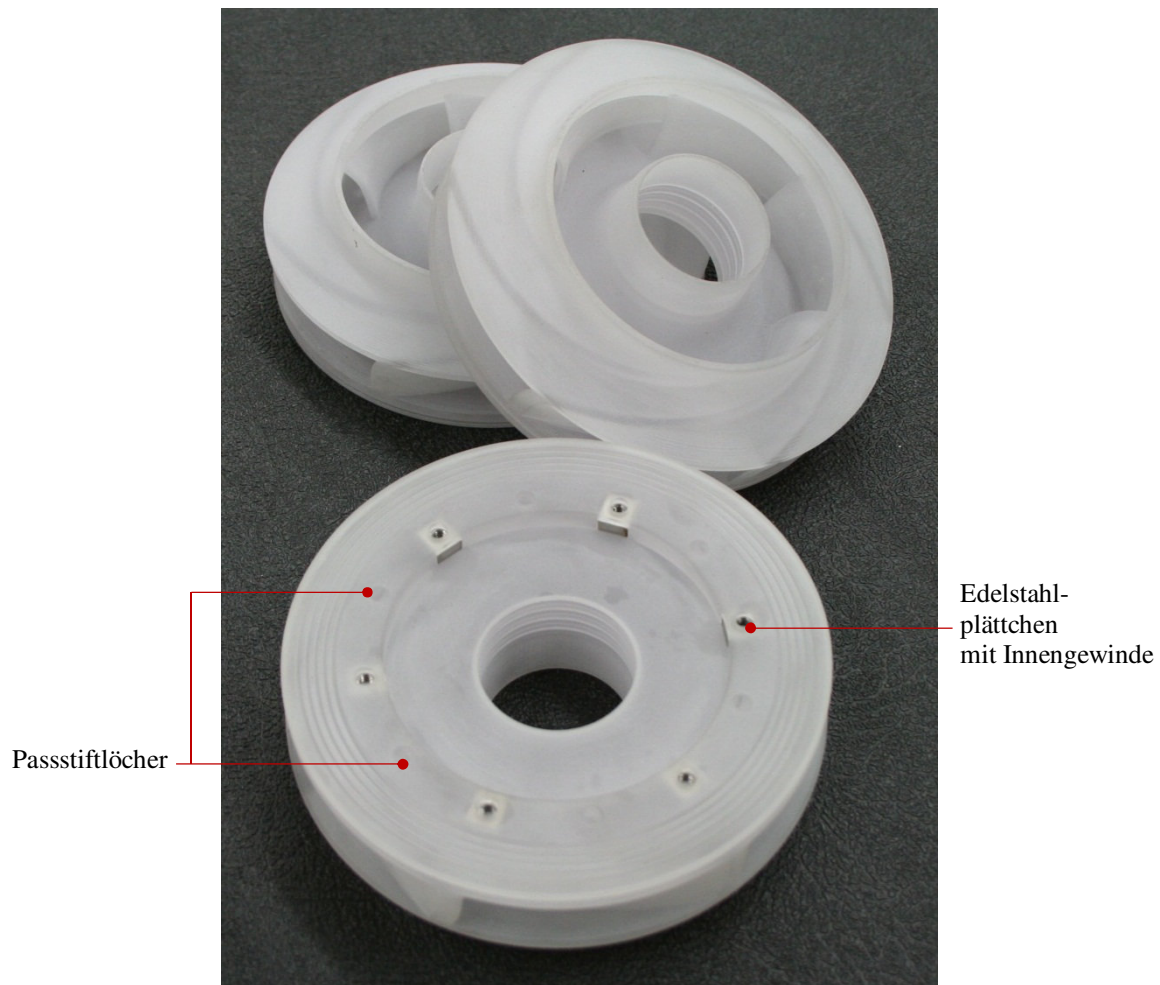


Abb. 5-20 Stereolithographisch hergestellte Laufäder mit eingesetzten Edelstahlplättchen mit Gewindebohrungen zur Befestigung des Laufads

Zur Verbindung des Laufads mit dem Antriebsmotor wurden sechs Bohrungen vorgesehen, mit dahinter liegenden Hohlräumen, in denen Edelstahlplättchen mit Gewindebohrungen als Befestigungselemente eingesetzt werden. Weitere sechs radial symmetrisch verteilte Bohrungen sind zum genauen Ausrichten des Laufads in Bezug zum Abtriebsflansch des Antriebsmotors über Passtifte und zur besseren Drehmomentübertragung vorgesehen, siehe Abbildung 5-20.

Die Nachbehandlung und Versiegelung der Oberflächen erfolgte in drei Arbeitsschritten. Als erstes wurde das Laufad auf einer mit einem Motor angetriebenen Scheibe befestigt und in Rotation versetzt. Während der Rotation wurde ein zwei-Komponenten Epoxid-Sprühlack aufgetragen, wobei durch die Zentrifugalkräfte ein gleichmäßiger Auftrag erfolgte. Der als Grundierfüller bezeichnete Lack weist im Verarbeitungszustand eine hohe Viskosität auf und füllt offene Poren sowie Rillen an behandelten Oberflächen auf und versiegelt diese im ausgehärteten Zustand gegen das Eindringen von Wasser [Kwa09]. Im zweiten Schritt wurde die so entstandene Epoxidschicht mit feinem Sandpapier und weichen Metallbürsten an notwendigen Stellen nachbearbeitet und geglättet. Die Abbildung 5-21 zeigt ein Laufad nach diesem Bearbeitungsschritt.

Ferner wurde im dritten Arbeitsschritt ein Sprüh-Klarlack in einer dünnen Schicht aufgetragen, der speziell für Leichtmetall-KFZ-Felgen entwickelt wurde und optimalen Schutz gegen Wasser und Sprühsalz bei einer hohen Abriebs-Festigkeit verleiht [Kwa12]. Das aus wasserfestem Grundierfüller und dem Schutz-Klarlack bestehende, aufgetragene Lacksystem bietet dem im Rapid-Prototyping-Verfahren gefertigten Laufrad einen ausreichenden Schutz gegen Salzwasser und verhindert somit die beschriebene Wasseraufnahme des Materials.

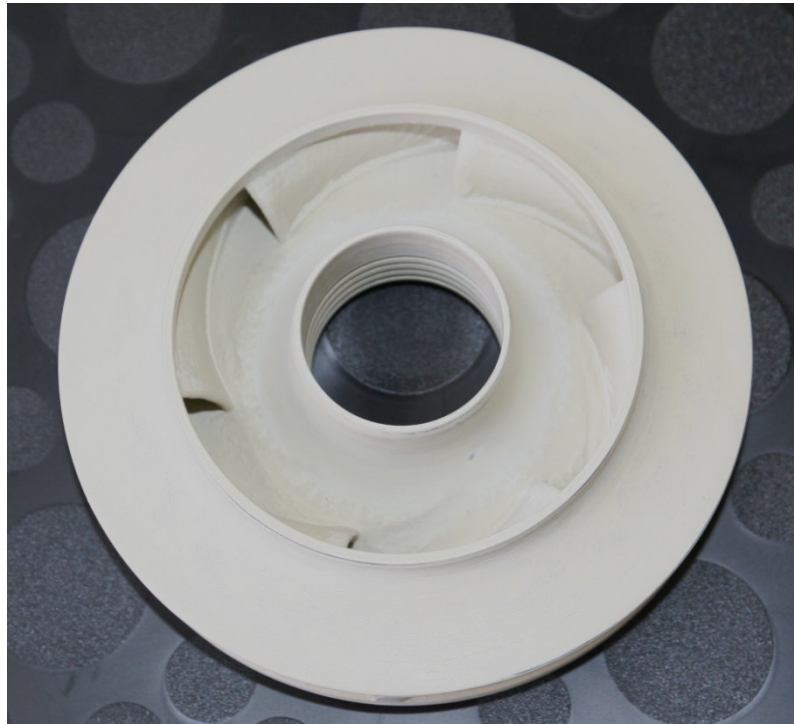


Abb. 5-21 Laufrad mit aufgetragenem Epoxid-Grundierfüller

5.5 Experimentelle Validierung der Ergebnisse

Um die numerisch ermittelten Kenndaten des Querstrahlsystems zu validieren, wurde im Rahmen einer Bachelorarbeit zur experimentellen Vermessung der Leistungsdaten ein Prüfstand entwickelt. Dabei wurde ein komplett aufgebautes Querstrahlssystem in ein ausreichend großes Wasserbecken getaucht (Tiefwassertank des Instituts für Land- und Seeverkehr mit einer Länge von 12 m und einer Breite von 1,5 m [ILS13b]) und dort an einer Sechskomponenten-Waage befestigt, die es erlaubte, während des Betriebs alle vom Querstrahlsteuer erzeugten räumlichen Kraft- und Drehmomentkomponenten zu erfassen. Als weitere Größen wurden die Antriebsmotor-Drehzahl und das Motormoment während der Versuche aufgezeichnet. Die Abbildung 5-22 zeigt den halb getauchten Versuchsaufbau für das Querstrahlssystem mit unter Wasser befindlichem Spiral- und Pumpenzulaufgehäuse. Der Aufbau und die Funktionsweise des Prüfstands sowie die detaillierte Beschreibung der Versuchsdurchführung sind in der Dokumentation zu der Bachelorarbeit [Sch12b] beschrieben. In diesem Kapitel werden lediglich die für die Validierung und Bewertung notwendigen Ergebnisse dargestellt und diskutiert.

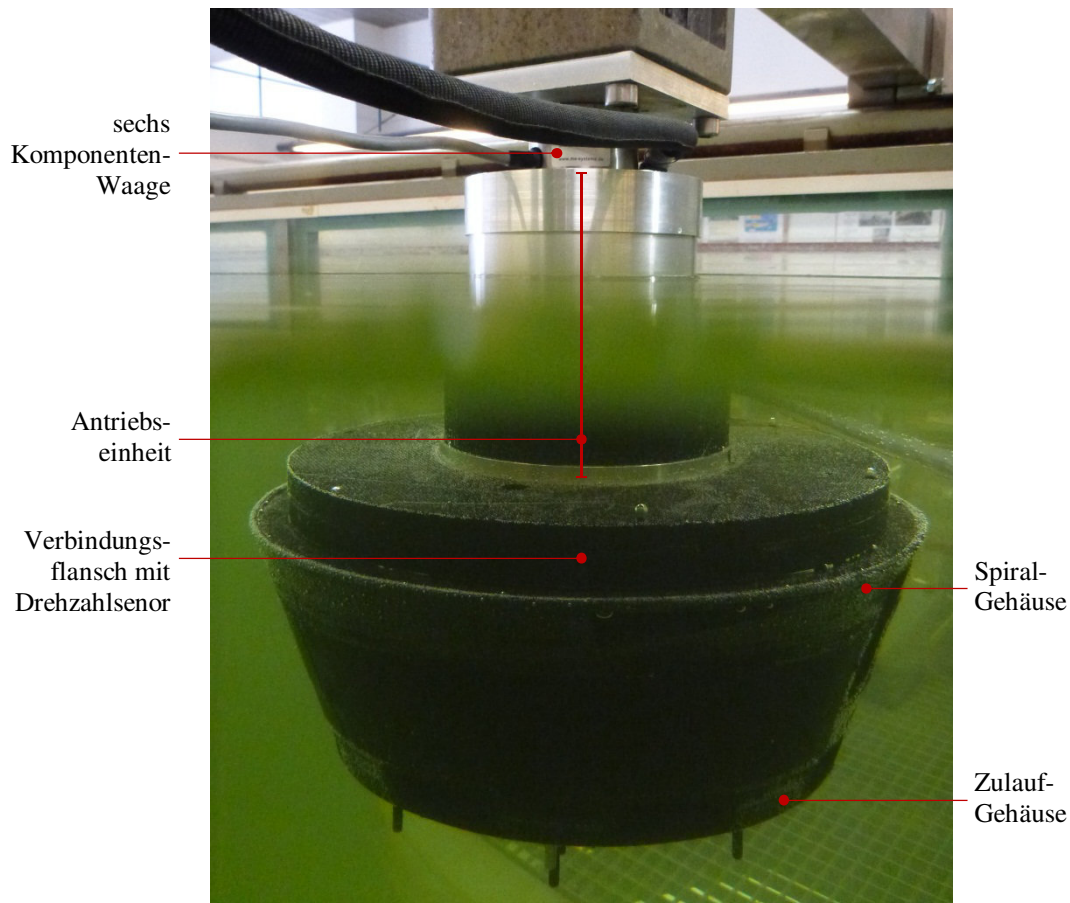


Abb. 5-22 Versuchsaufbau zur experimentellen Untersuchung des Querstrahlsystems

Das für den Versuch aufgebaute Querstrahlssystem enthielt ein durchgehendes, feststehendes Rohr, welches das Befestigungsrohr zum Aufbau einer feststehenden Fahrzeugspitze bei der Verwendung im Fahrzeug ersetzt.

In der Nähe des Auslegungspunkts der Querstrahlpumpe bei 1.197,5 U / min wurde ein Antriebsdrehmoment von 1,13 Nm ermittelt, womit sich eine mechanische Antriebsleistung von 142,1 W ergibt. Als Schubkraft in radialer Austrittsrichtung wurde ein Wert von 27,7 N aufgenommen. Ferner wurde eine Tangentialkomponente der Schubkraft gemessen, wobei sich ein Winkel von 10,16 Grad für die resultierende Schubkraft ergibt.

Anders als bei den numerischen Untersuchungen wurde nicht nur der Auslegungspunkt des Antriebssystems, sondern durch punktweise Messungen ein Drehzahlbereich untersucht. Aus den so gewonnen Kennlinien konnte für den genauen Auslegungspunkt von 1.200 U / min ein Schub von 28,3 N bei einer mechanischen Antriebsleistung von 143,6 W interpoliert werden. Im Vergleich zu den numerisch berechneten Werten ist die gemessene Schubkraft um 8,4 Prozent kleiner, während eine um 3,8 Prozent kleinere Antriebsleistung gemessen wurde. Die vergleichsweise kleinen Abweichungen zwischen der numerischen Berechnung und dem Experiment können mit den Vereinfachungen (siehe Kapitel 5.3) des numerischen Rechenmodells gegenüber dem real aufgebauten System erklärt werden, wie beispielsweise die fehlende

Wandrauheit und die Mischungsebenen-Methode zur Mittelung der am Laufrad berechneten Strömungsparameter am Übergang zum Spiralgehäuse.

Der aus der Messung gewonnene Wert des Schubs bei 1.200 U / min ist um 5,67 Prozent kleiner als die angestrebten 30 N, jedoch kann dieser Wert durch eine etwas höhere Drehzahl (bei 1.240 U / min) erreicht werden.

Die Abbildung 5-23 zeigt die ermittelte Kennlinie der Schubkraft über der Drehzahl, wobei die zur Schuberzeugung erforderliche mechanische Antriebsleistung zusätzlich aufgetragen ist. Die Messungen erfolgten im Drehzahlbereich von etwa 950 bis 1.600 U / min. Zusätzlich wurde der maximal erreichbare Schub mit dem im Prüfstand verbauten Antriebsmotor bei der maximalen Drehzahl von 1.816 U / min gemessen. Die Leistung konnte aus Gründen der Versuchsdurchführung für diesen Messpunkt nicht ermittelt werden, weshalb im Diagramm die Leistungskennlinie bei ca. 1.600 U / min aufhört. Da die Druckunterschiede während der Versuche nicht gemessen wurden, lässt sich nicht die reale Förderhöhe der Pumpe und damit auch nicht der Förderwirkungsgrad am Auslegungspunkt bestimmen. Aufgrund der sich gut überdeckenden Daten vom Versuch und der numerischen Berechnung kann angenommen werden, dass dieser ähnlich hoch ist. Benutzt man die im Kapitel 5.2.5 zur Auslegung der Pumpengeometrie getroffenen Annahmen, jedoch mit dem im Kapitel 5.3.1 korrigierten Austrittsbeiwert von 0,44, ergibt sich für die erreichte Schubkraft von 28,3 N eine Förderleistung von etwa 104,5 W und mit der Antriebsleistung ein Förderwirkungsgrad von 0,72.

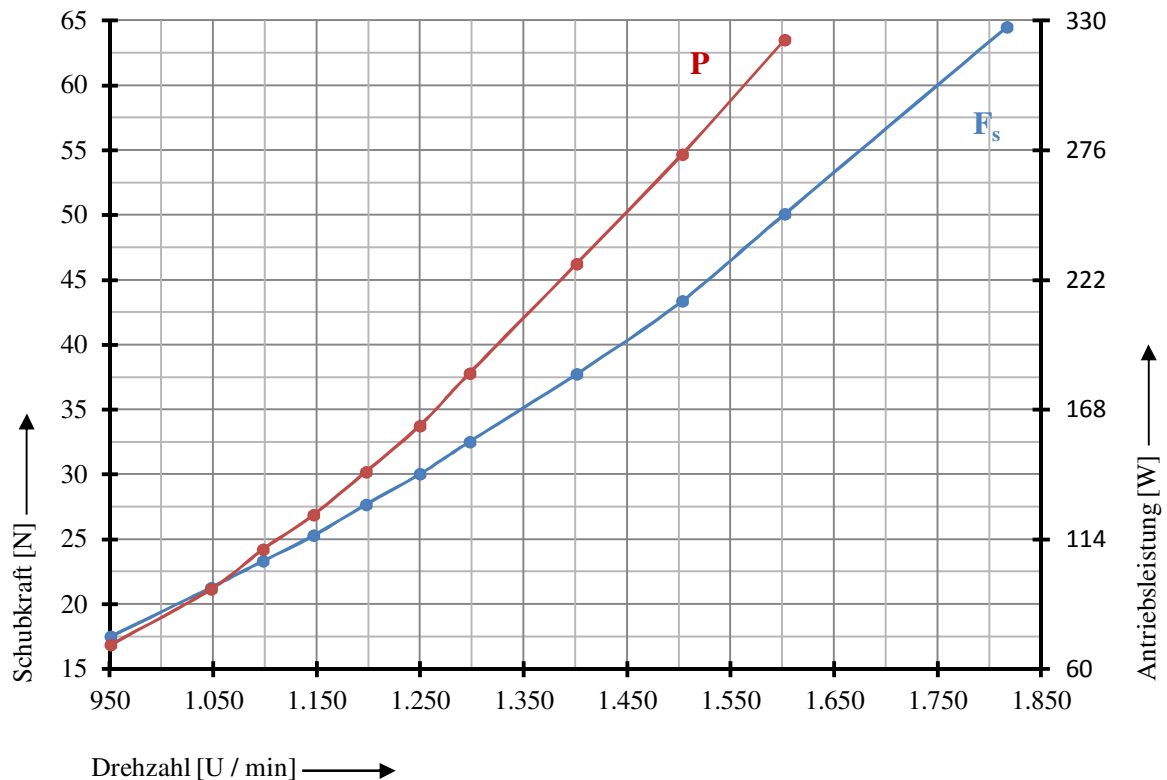


Abb. 5-23 Experimentell ermittelte Schub- und Leistungskennlinie des Querstrahlssystems

Der ermittelte Austrittswinkel liegt im gesamten Drehzahlbereich zwischen 9,8 und 10,36 Grad und ist damit als konstant anzusehen. Dieser Wert befindet sich etwa ein Grad unter dem numerisch ermittelten Wert. Die Tangentialkomponente der Schubkraft erzeugt am Querstrahlssystem ein Drehmoment um die Rotationsachse, welches dem Motorreaktionsmoment M_M entgegengesetzt wirkt. Dieser Zusammenhang minimiert das resultierende Gesamtdrehmoment M_{ges} am Querstrahlssystem und damit im Anwendungsfall das resultierende Rollmoment auf das Fahrzeug. Dieser Effekt ist als Vorteil der eigentlich unerwünschten Abweichung des Schubstrahls vom ideal radialen Austritt anzusehen.

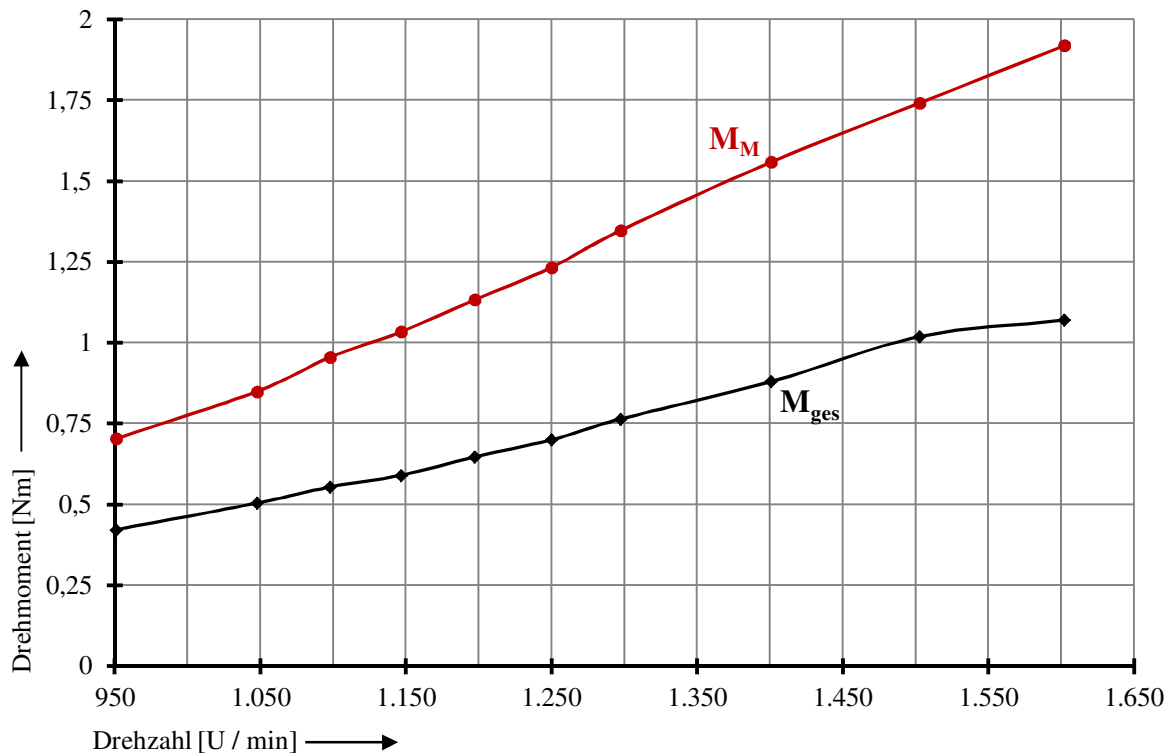


Abb. 5-24 Experimentell ermittelte Drehmomentverläufe am Querstrahlssystem, rot: Gesamtdrehmoment, schwarz: Motorreaktionsmoment

In der Abbildung 5-24 sind die gemessenen Werte des Motorreaktionsmoments und des Gesamtdrehmoments am Querstrahlssystem über der Drehzahl aufgetragen. Bei den dargestellten resultierenden Drehmomentwerten, die auf das Fahrzeug wirken (maximal 1 Nm), ist aufgrund der Fahrzeuggröße nicht zu erwarten, dass sich der einstellende Rollwinkel störend auf den Betrieb des Fahrzeugs auswirkt.

5.6 Bewertung der Leistungsfähigkeit des Querstrahlsteuers

Der im Fahrzeug für den Antrieb des Querstrahlsystems verwendete Antriebsmotor erzeugt eine maximale mechanische Antriebsleistung von etwa 300 W. Damit wird eine Drehzahl von 1.553 U / min erreicht. Da die Versuche mit einem leistungstärkeren Antriebsmotor ausgeführt wurden [Sch12b], ließ sich für wenige Minuten die Drehzahl von 1.816 U / min einstellen.

len. Das Querstrahlssystem wies dabei keine Auffälligkeiten auf und die gemessenen Kräfte sowie Momente mit der sechs-Komponenten-Waage lagen in einem zu erwartenden Bereich. Somit ist ein sicherer Dauerbetrieb bei der kleineren Drehzahl von 1.553 U / min nachgewiesen worden, wobei das Querstrahlssystem einen Schub von 46,73 N bei dieser Drehzahl erreicht.

Um einen Vergleich mit anderen Querstrahlssystemen anzustellen, werden die ermittelten Leistungsdaten mit veröffentlichten Daten anderer Querstrahlsteuer verglichen. Da es sich um unterschiedliche Fahrzeuggrößen und deshalb auch Querstrahlsteuerdimensionen handelt, wird zum Vergleich der spezifische Schub der Systeme als maßstabsunabhängige Größe gegenübergestellt. Dieser ist definiert als das Verhältnis der erzeugten Schubkraft zur benötigten Förderleistung des Querstrahlsteuers [Bro08]. Schiffs-Querstrahlsteuer in der Tunnelthruster-Bauweise erreichen mittlere spezifische Schübe in der Größenordnung von 0,15 N / W [Bro08]. Der spezifische Schub für das aufgebaute und vermessene Querstrahlsteuer beträgt am Auslegungspunkt 0,195 N / W und steigt unterhalb der Auslegungsdrehzahl weiter an.

Die Abbildung 5-25 zeigt den Verlauf des gemessenen spezifischen Schubs (radiale Schubkraft / mechanische Antriebsleistung) über der Drehzahl. Es ist erkennbar, dass sich bei kleineren Drehzahlen ein höheres Verhältnis von erzeugtem Schub zur verbrauchten Antriebsleistung ergibt. Der mit zunehmender Drehzahl kleiner werdende spezifische Schub ist auf die steigenden Reibungsverluste bedingt durch die höhere Durchflussgeschwindigkeit und das quadratisch mit der Drehzahl ansteigende Reaktionsmoment des Laufrads zurückzuführen.

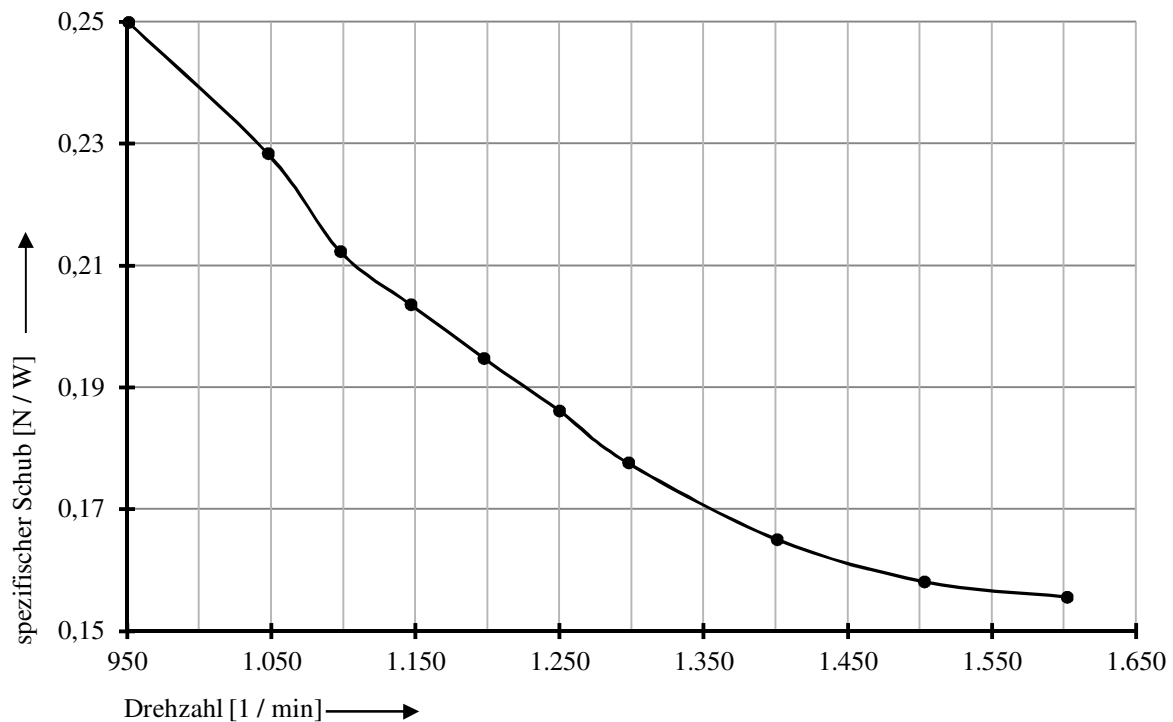


Abb. 5-25 Gemessener spezifischer Schub des aufgebauten Querstrahlsystems

Das Querstrahlssystem des im Vorgängerprojekt entwickelten AUVs DNS-Pegel erreichte zum Vergleich spezifische Schübe von 0,07 bis 0,15 N / W jedoch mit eingerechnetem Wirkungsgrad des Antriebsmotors und des Motorstellers.

Ein in AUVs zum Aufbau von Tunnelthrustern häufig verwendeter Axial-Ringthruuster (siehe Abbildung 2-11) ist der 70 mm-Thruuster der Firma TSL Technology Ltd. Er wurde beispielsweise in den AUVs Delphin 2 [Ste11] und Odyssey IV [Chr04] zum Aufbau von Querstrahlsteuern genutzt, siehe Kapitel 2.2.1. Laut Produktdatenblatt erzeugt dieser Thruuster ähnlich hohe Standschübe (bis maximal 43 N) [TSL12], wie das hier entwickelte Querstrahlssystem. Der spezifische Schub des TSL-Ringthrusters liegt bei 0,193 N / W am gemessenen Betriebspunkt zur Erzeugung von 30 N (0,16 N / W bei 0,85 Wirkungsgrad, Angabe im Datenblatt [TSL12]). Während bei einem Axiallaufrad-angetriebenen Querstrahlssystem mit deutlich größerem Strömungskanal eine höhere Energieeffizienz zu erwarten wäre, ist das Ringthruuster-System sogar minimal schlechter beim Vergleich des spezifischen Schubs am Auslegungspunkt. Hinzu kommen die hier noch nicht betrachteten Verluste der Tunnelwände im eingebauten Zustand im AUV, die den spezifischen Schub noch weiter herabsetzen.

Bei der Anwendung als Tunnelthruuster weist das so aufgebaute Querstrahlsteuer eine Eintrittsfläche von über 3.800 mm² und eine ebenfalls so große Austrittsfläche auf, welche die Rumpfoberfläche durchstößt. Eine Steuereinrichtung für vertikale und horizontale Manöver erzeugt insgesamt vier Durchbrüche der Strömungshülle mit je 3.800 mm², während das entwickelte richtbare Manövriersystem eine, auf acht in ihrer Längsausdehnung quer zur Längsrichtung des Fahrzeugs liegende Eintrittsöffnungen verteilte Gesamteintrittsfläche von 4.568 mm² und eine Austrittsöffnungsfläche von nur 997 mm² aufweist.

Ein Nachteil der Tunnelthruuster sind die entstehenden Rumpfhüllendurchbrüche, die den Widerstand des Fahrzeugs während der Langstreckenfahrt erhöhen (je größer die einzelne Durchbruchfläche, desto größer wird der Zusatzwiderstand am Fahrzeug). Beim entwickelten richtbaren Querstrahlssystem fällt aufgrund der Aufteilung der im Vergleich nur 36,6 Prozent betragenden Durchbruchfläche auf neun Öffnungen die Widerstandserhöhung wesentlich geringer aus als beim Aufbau von Tunnelthrustern ähnlicher Leistung.

5.6.1 Erreichbare Drehgeschwindigkeiten des Fahrzeugs

Die mit den bekannten Schubwerten der Querstrahlssysteme erreichbare Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs in der horizontalen Ebene wurde mit Hilfe von numerischen Berechnungen untersucht. Die Abschätzung erfolgte dabei in zwei Schritten. Als erstes wurde die Längsposition der Fahrzeugrotationsachse ermittelt, da aufgrund der viel größeren Seitenprojektionsfläche im Heck (bedingt durch die Seitenfläche der Ruder und der Propellerdüse im Vergleich zur spitz auslaufenden Seitenflächenform in Bug) dieser nicht genau mittig zwischen den Querstrahlantrieben liegt, sondern etwas zum Heck versetzt. Dies ist dadurch begründet, dass das in Rotation versetzte Fahrzeug um den Punkt rotieren wird, an dem es das minimale Reaktionsmoment aufgrund des Strömungswiderstands erfährt. Zusätzlich gleicht sich die auf-

grund der Rotationsbewegung und der dadurch bedingten Relativgeschwindigkeiten auf das Fahrzeug wirkende Querwiderstandskraft vor und hinter der Drehachse betragsmäßig aus. Der Einfluss der Massenträgheit wird vernachlässigt, da der Massenschwerpunkt nahe dem aufgrund der Strömungskräfte bestimmten Rotationspunkt liegt und der Einfluss der durch bewegte Fluidmassen entstehenden Kräfte wesentlich größer angenommen wird.

Zur Bestimmung der axialen Drehpunktlage wurde eine Rotation in der horizontalen Ebene des Fahrzeugs mit der gleichen Drehgeschwindigkeit (jeweils 2,5 U / min) um verschiedene Drehpunkte auf der Fahrzeuglängsachse mit Flow Simulation 2010 modelliert und das auf die Fahrzeugoberfläche wirkende Drehmoment um die Rotationsachse sowie die resultierende Gesamtquerkraft im fahrzeugfesten Koordinatensystem berechnet. Als erster Berechnungspunkt wurde der Mittelpunkt zwischen den beiden Querstrahlensystemen gewählt, der 2.097 mm von der vorderen Fahrzeugspitze auf der Längsachse entfernt ist. Für die weiteren Punkte wurde die Rotationsachse bei gleichbleibendem Modell in 100-mm-Schritten zum Heck versetzt. Gemäß den oben genannten Annahmen musste die Rotationsachse gefunden werden, bei welcher die Querkraftwirkung am Fahrzeug zu Null und das Drehmoment minimal werden. Die Berechnungen erfolgten mit einer maximalen Zellenanzahl von 1,2 Millionen Zellen unter der Verwendung der als globale Rotationsregion bezeichneten Rotationsmodellierungsmethode. Dabei rotiert das Absolut-Koordinatensystem mit dem darin festen Fahrzeugmodell in einem Fluid [Sol10b]. Das Diagramm in der Abbildung 5-26 zeigt die berechneten Querkraften und Drehmomente am Fahrzeug infolge der Drehbewegung um eine Rotationsachse in Abhängigkeit von der Drehpunktposition.

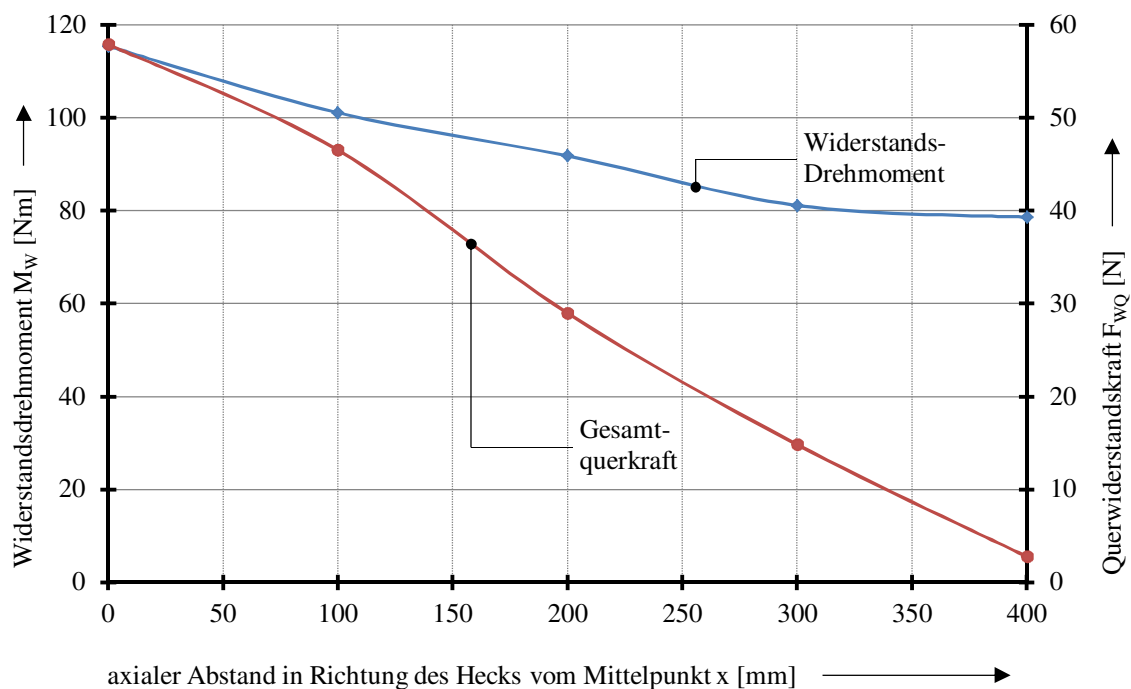


Abb. 5-26 Numerisch bestimmte Querkraften und Drehmomente um die Rotationsachse in Abhängigkeit von der Drehpunktlage auf der Fahrzeuglängsachse

Bei der Rotation um die Achse 400 mm hinter dem Mittelpunkt zwischen den Querstahlsystemen (2.497 mm von der vorderen Spitze) ist das Drehmoment minimal und die Querkraft beträgt hier lediglich 2,8 N, so dass diese Rotationsachse als der gesuchte Gleichgewichtsdrehpunkt betrachtet wird.

Die Abbildung 5-27 zeigt als Ergebnis der Berechnung am Gleichgewichtsdrehpunkt die Stromfäden und die Geschwindigkeitsverteilung in der mittleren Horizontalebene um das rotierende Fahrzeug in der fahrzeugfesten Darstellung. Die Verwirbelung der Stromfäden im Heck des Fahrzeugs entsteht durch die wesentlich höhere Anströmfläche in diesem Bereich, während der Bug mit anliegenden Stromlinien fast wirbelfrei umströmt wird. Anhand der Stromfäden lässt sich auch die Lage der Drehachse erkennen, die zur besseren Veranschaulichung mit einem Pfeil verdeutlicht ist.

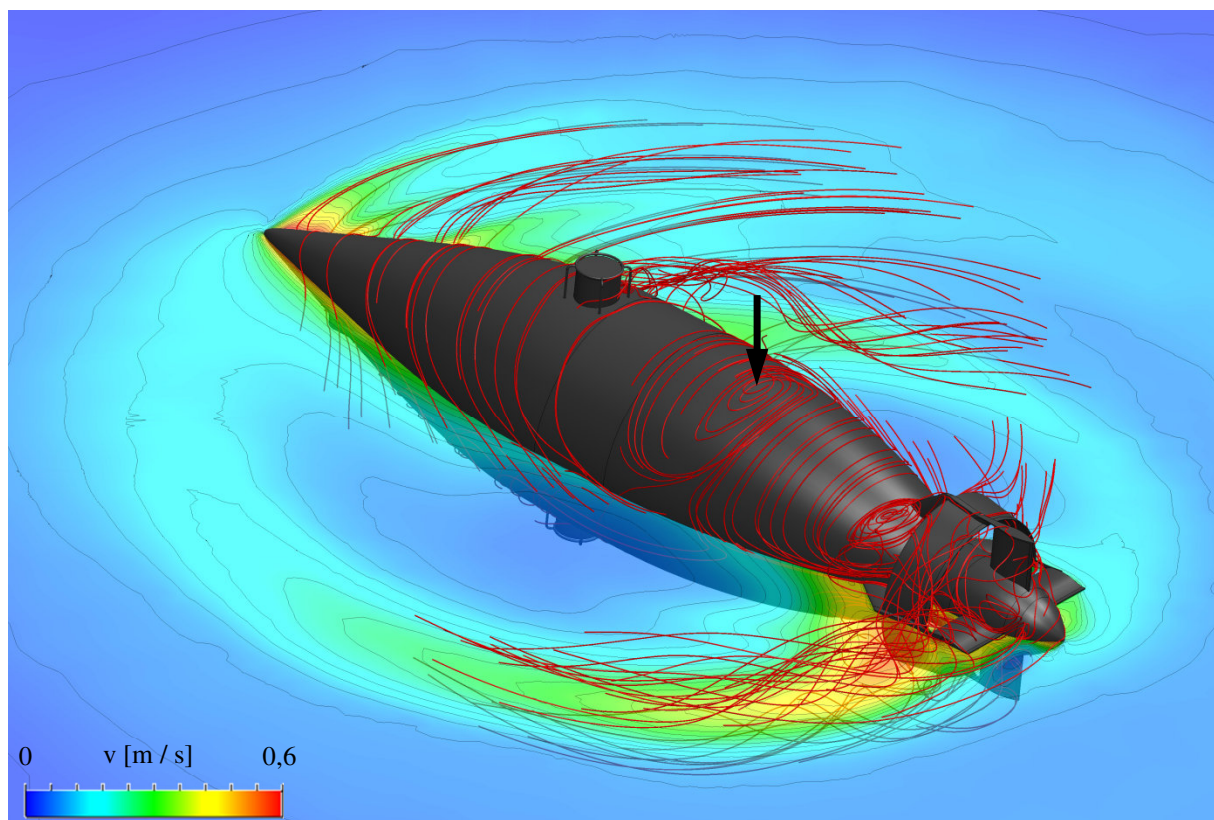


Abb. 5-27 Verwendetes Fahrzeugmodell mit dargestellten numerisch bestimmten Stromfäden und der Geschwindigkeitsverteilung in der mittleren Horizontalebene um das rotierende Fahrzeug

Zusätzlich ist in der Abbildung 5-28 die Druckverteilung auf der Oberfläche des Fahrzeugs in Ansichten von Backbord und Steuerbord dargestellt. Es ist erkennbar, dass das aufgrund der Rotation angeströmte Steuerbord-Heck im Bereich der Ruder, der Propellerdüse und der Düsenbefestigungsprofile große Gebiete mit hohen lokalen Druckwerten (roter Bereich der Farbskala) aufweist. Auf der Backbordseite ergibt sich in diesem Bereich jedoch ein Totwassergebiet, welches die in der Abbildung 5-27 gezeigten Wirbelsysteme verursacht. Dieses erzeugt einen großen Bereich im Backbord-Heck mit relativ kleinen lokalen Druckwerten. Aufgrund des größeren Abstands der Fahrzeugspitze zur Drehachse im Vergleich zum Abstand des

Hecks ergeben sich im Bug zwar größere durch die Rotation bedingte Anströmgeschwindigkeiten, jedoch bietet der Bug eine wesentlich kleinere Angriffsfläche als das Heck.

Obwohl der rot eingefärbte Bereich mit maximalen Druckwerten im Bug eine, verglichen mit dem Heck, größere Fläche einnimmt, vermindert er sich in seiner Ausdehnung mit zunehmendem Abstand zur Rotationsachse. Auf diese Weise lässt sich die deutlich zum Fahrzeugheck versetzte Rotationsachse erklären, die anhand der Berechnungen bestimmt wurde.

Das auf das Fahrzeug wirkende Reaktions-Drehmoment beträgt bei einer Rotationsgeschwindigkeit von 2,5 U / min insgesamt 78,6 Nm.

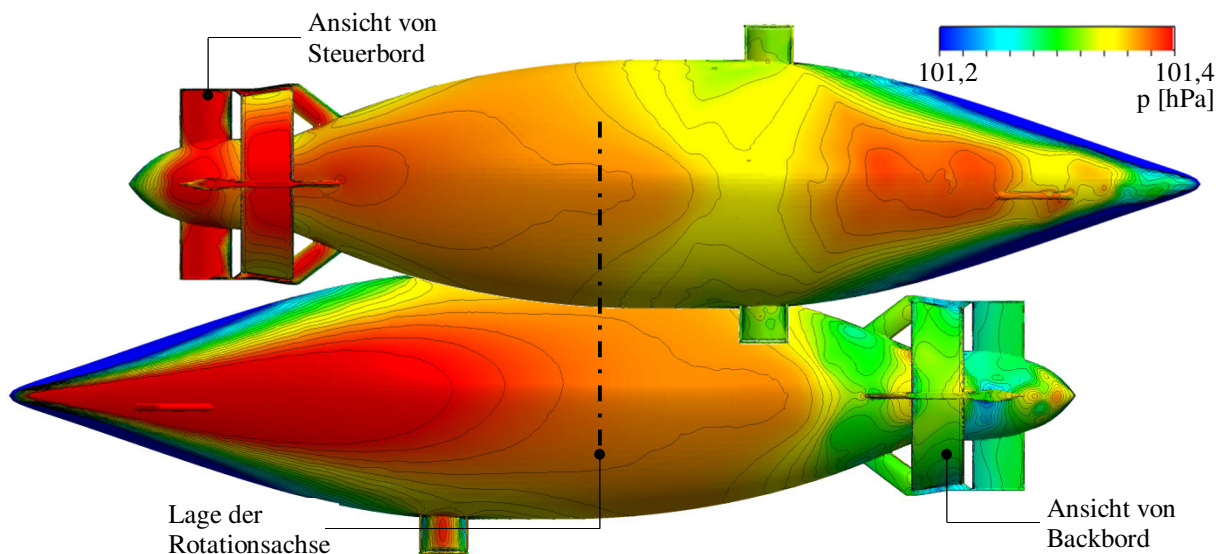


Abb. 5-28 Numerisch berechnete Druckverteilung auf der Fahrzeugoberfläche

Die beiden Querstrahlssysteme erzeugen mit den jeweils 46,73 N Schub und einem Gesamthebelarm von 3,6 m ein Gierrmoment von 168,2 Nm. Aufgrund eines quadratischen Zusammenhangs zwischen dem Widerstandsmoment und der Rotationsgeschwindigkeit ($M_w \sim \omega^2$) kann aus der oben beschriebenen Berechnung die Drehgeschwindigkeit bestimmt werden, bei der das Reaktionsmoment 168,2 Nm erreicht. So konnte ein Wert von 3,65 Umdrehungen pro Minute abgeschätzt werden. Dieser Wert wurde zusätzlich durch eine numerische Berechnung überprüft, wobei ein Widerstandsmoment von 166,6 Nm ermittelt wurde. Bei den Fahrzeugkonfigurationen mit zwei Nutzlastsektionen sind ähnlich hohe Drehgeschwindigkeiten zu erwarten, da aufgrund des längeren Fahrzeugs ein höheres Widerstandsmoment und bedingt durch die längeren Hebelarme auch ein höheres Gierrmoment entstehen. Umgekehrt verhält es sich bei der kürzeren Ausgangskonfiguration.

5.6.2 Erreichbare Quergeschwindigkeiten des Fahrzeugs

Um zu ermitteln, welche Seitengeschwindigkeiten bei der Seitwärtsfahrt erreichbar sind, wurden die resultierenden Widerstandskräfte ebenfalls in einer numerischen Strömungssimulation auf das von der Seite angeströmte Fahrzeug ermittelt.

Es wurde der Querwiderstandsbeiwert des Fahrzeugs mit einer Nutzlastsektion zu etwa 1,06 bei einer Anströmgeschwindigkeit von $0,2 \text{ m/s}$ bestimmt. Um eine Reynoldszahl-Unabhängigkeit des Widerstandsbeiwerts über dem betrachteten Strömungsgeschwindigkeits-Intervall zu gewährleisten, wurde eine zweite Berechnung bei $0,5 \text{ m/s}$ Anströmgeschwindigkeit durchgeführt, wobei ein ähnlich hoher Widerstandsbeiwert ermittelt wurde.

Durch zwei weitere Berechnungen wurden bei $0,2 \text{ m/s}$ Seitenanströmung die Widerstandswerte der Konfiguration mit zwei Nutzlastsektionen und der Ausgangskonfiguration ermittelt, um auch die Widerstandsbeiwerte der zwei anderen Konfigurationen zu erhalten. Die Abbildung 5-29 zeigt die für die numerische Bestimmung der Seitenkräfte verwendeten Modelle der Fahrzeugkonfigurationen. In der Ausgangskonfiguration ist das Fahrzeug mit einer kleineren Hebeöse ausgestattet als in den Ausführungen mit einer- oder zwei Nutzlastsektionen. Bei allen drei Modellen wurden jeweils zwei herausstehende akustische Modemköpfe sowie seitliche Schlepp- und Führungsbügel modelliert [Pre13], [Mis13].

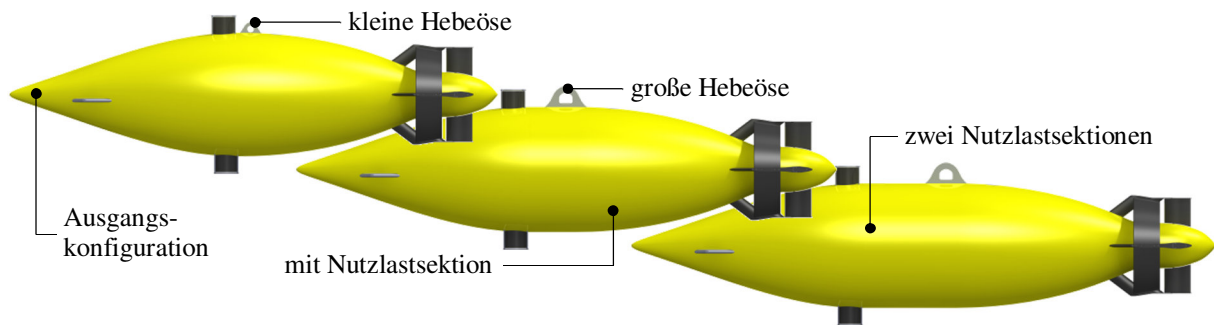


Abb. 5-29 Modelle untersuchter Konfigurationen des Fahrzeugs

Mit den Widerstandsbeiwerten lässt sich die Seitenwiderstandskraft der drei Fahrzeugkonfigurationen in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit analytisch ermitteln und damit die mit dem Schub der Querstrahlssysteme erreichbare Seitwärtsgeschwindigkeit (Traversiergeschwindigkeit) abschätzen.

Zwei in eine Richtung gerichtete Querstrahlsteuer erzeugen bei maximaler Drehzahl eine Querschubkraft auf das Fahrzeug von insgesamt $93,46 \text{ N}$. Jedoch weist, wie im Kapitel 5.6.1 gezeigt, das Fahrzeugheck einen höheren Seiten-Strömungswiderstand auf als der Bug. Die ermittelte Gleichgewichtsrotationsachse bei der Konfiguration des Fahrzeugs mit einer Nutzlastsektion liegt etwas zum Heck versetzt, so dass sich das Bugquerstrahlsteuer in einem Abstand von $2,2 \text{ m}$ dazu befindet. Das Heckquerstrahlsteuer liegt $1,4 \text{ m}$ hinter der Rotationsachse, so dass das Bugquerstrahlsteuer einen um das Verhältnis der unterschiedlich langen Hebelarme kleineren Schub erzeugen muss, damit eine Seitwärtsfahrt ohne horizontale Fahrzeugrotation erfolgt.

Der maximale Gesamtschub beider Querstrahlsteuer wird durch diesen Umstand auf etwa $76,5 \text{ N}$ reduziert. Für die zwei weiteren betrachteten Fahrzeugkonfigurationen wird vereinfacht ein gleich großes Verhältnis des vorderen und hinteren Hebelarms angenommen, so dass

der ermittelte Maximalseitwärtsschub von 76,5 N hier ebenfalls für die Betrachtung der maximal erreichbaren Seitwärtsrelativströmung genutzt wird.

Die Ermittlung der mit diesem Wert erreichbaren Seitwärtsgeschwindigkeit ist grafisch in der Abbildung 5-30 anhand der Querwiderstandskraftverläufe für alle drei Fahrzeugkonfigurationen dargestellt und ergibt für die Konfiguration des Fahrzeugs mit einer Nutzlastsektion beispielsweise eine Seitwärtsfahrt von etwa 0,24 m / s.

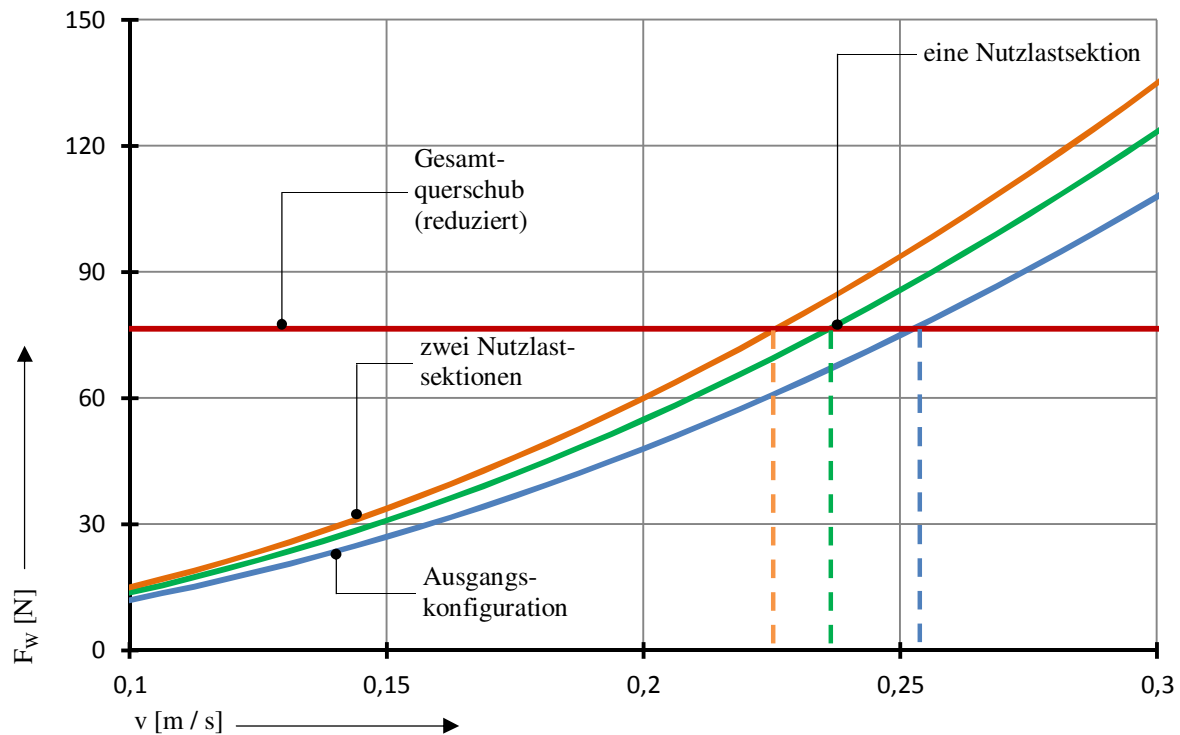


Abb. 5-30 Ermittlung der erreichbaren Traversier-Geschwindigkeit des Fahrzeugs

Für vertikale Auf- und Abtauchmanöver ergibt sich aufgrund des weitgehend rotationssymmetrischen Aufbaus des Fahrzeugs ein ähnlicher Strömungswiderstand wie für die Seitwärtsfahrt. Die mit dem Querstrahlssystem erreichbaren Ab- und Auftauchgeschwindigkeiten können damit ebenfalls nach dem Diagramm in der Abbildung 5-30 abgeschätzt werden. Da das Fahrzeug mit einem aktiven Auftriebstrimmsystem ausgestattet wird, ist der damit generierte Auftrieb mit entsprechendem Vorzeichen, je nach vertikaler Bewegungsrichtung des Fahrzeugs, den Kurven als Offset zu addieren. Wirken das Auftriebstrimmsystem und die Querstrahlsteuer in einer Richtung, ergeben sich höhere Quergeschwindigkeiten, als sie sich in der horizontalen Ebene erreichen lassen.

5.6.3 Erreichbarer Neigungswinkel des Fahrzeugs

Richtet man beide Querstrahlsteuer in der vertikalen Fahrzeuglängsebene entgegengesetzt aus, lässt sich eine Anstellung des Fahrzeugs um einen Nickwinkel erreichen. Der maximale Nickwinkel ist der, bei dem das rückstellende Moment aufgrund der Auslenkung des Fahr-

zeug-Auftriebsschwerpunkts und des Gewichtsschwerpunkts den Wert erreicht, den die Querstrahlsteuer aufbringen können. Für die Konfiguration mit einer Payload beträgt das maximale Auslenkmoment 168,23 Nm. Die Größe des Rückstellmoments lässt sich nach der Formel (5-12) berechnen [Bus10].

$$M_{\text{rück}} = (F_{\text{GS}} \cdot r_{\text{GS}} + F_{\text{AS}} \cdot r_{\text{AS}}) \cdot \sin(\epsilon) \quad (5-12)$$

Das mechanische Ersatzmodell, welches der Formel zugrunde gelegt wurde, ist in der Abbildung 5-31 dargestellt, wobei ebenfalls die Größen der Auftriebskraft, der Schwerkraft und der vertikale Abstand der Schwerpunkte F_{AS} und F_{GS} des Fahrzeugs, die zur Ermittlung des Neigungswinkels benötigt werden, aufgetragen sind [Pre13]. Es ergibt sich ein maximal erreichbarer Nickwinkel von etwa 20,9 Grad für den Betrieb beider Querstrahlsteuer, der jedoch durch den Einsatz des Fahrzeuglagetrimmsystems weiter vergrößert werden kann.

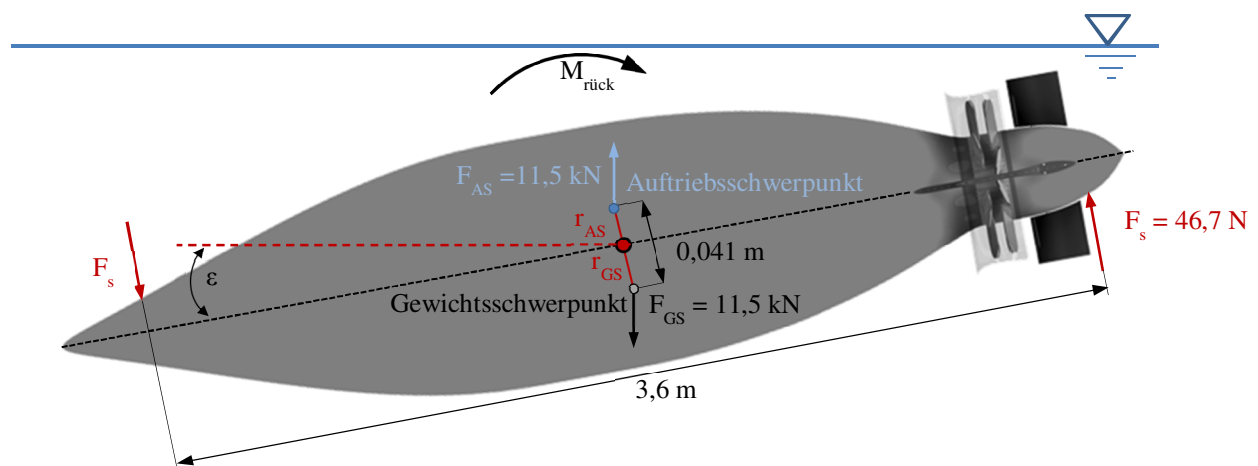


Abb. 5-31 Mechanisches Ersatzmodell zur Ermittlung des erreichbaren Nickwinkels

5.7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der Arbeit wurde ein neuartiges richtbares Querstrahlsteuer für Unterwasserfahrzeuge entwickelt und in druckneutraler Bauweise aufgebaut. Diese Manövriereinrichtung ermöglicht einen energieeffizienten Betrieb im Schwebemodus des Fahrzeugs und setzt nur geringfügig die Energieeffizienz während der Langstreckenfahrt herab. Damit positioniert sich das entwickelte Querstrahlssystem deutlich vor der bei AUVs bislang verbreiteten Tunnelthrustrer-Bauweise der Querstrahlsteuer für die Anwendung in langstreckentauglichen Unterwasserfahrzeugen. Bedingt durch die 360 Grad um die Fahrzeuglängsachse richtbare Schubwirkung benötigt das entwickelte Querstrahlssystem zusätzlich lediglich einen Bruchteil des für Tunnelthrustrer üblichen Bauraums, um eine Quermanövrierbarkeit sowohl in der vertikalen als auch in der horizontalen Fahrzeuglängsebene zu ermöglichen.

Es wurde eine Reihe von Annahmen getroffen, welche die analytische Auslegung des Querstrahlsystems mit den gewünschten Eigenschaften durch Anpassung bekannter Verfahren zur Berechnung von Strömungsarbeitsmaschinen erlauben. Gleichmaßen ließen sich Werkzeuge finden und am computergestützten Entwicklungsprozess validieren, welche die Auslegung erleichtern und eine ausreichend genaue Überprüfung der ausgelegten Komponenten vor der eigentlichen Fertigung zulassen.

Die getroffenen Annahmen ließen sich nach einer Überprüfungsberechnung am Beispiel des anfangs angenommenen Austrittsverlustbeiwerts der Schubdüse verfeinern und erlauben dadurch eine Verbesserung der verwendeten analytischen Verfahren.

Mit der entwickelten Spiralgehäuse-, Laufrad- und Pumpenzulaufgeometrie wurde ferner ein Querstrahlssystem in modularer Bauweise konstruiert, welches baugleich (bis auf die Befestigungsschnittstelle) in der Ruderanlage im Heck oder im Bug des Fahrzeugs integriert werden kann, siehe Abbildungen 5-32 und 5-33. Die Konstruktion des Querstrahlsystems beachtet dabei die im Vorgängerprojekt erarbeiteten Gestaltungsrichtlinien für druckneutrale Unterwassereinrichtungen [Luk10], wie die Auswahl von geeigneten korrosionsfreien Materialien sowie die Vermeidung von offenen Gleitlagerflächen und bietet einen robusten, weitgehend wartungsfreien Aufbau.

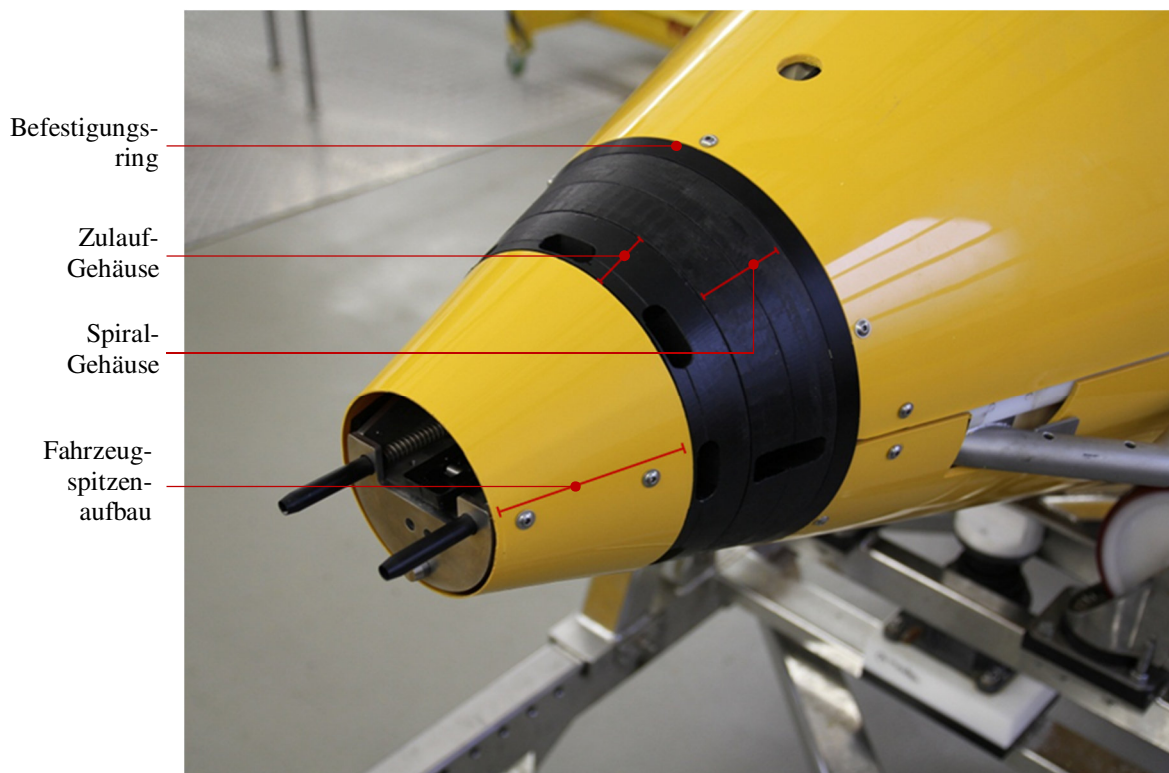


Abb. 5-32 Fertiggestelltes und integriertes Bug-Querstrahlsteuer

Nach der Konstruktion wurden geeignete Fertigungsverfahren genutzt und drei Querstrahlsysteme vollständig gefertigt und aufgebaut. Bei einem Einbau zweier Systeme in das Fahrzeug erlaubt das dritte Ersatzsystem, bedingt durch den modularen Aufbau, problemlos ein Ausfallsystem zu ersetzen. Dadurch ist die Einsatzbereitschaft an Bord eines Forschungsschiffs gewährleistet. Dieser Aspekt ist sehr wichtig, da die Robustheit der verwendeten Technik häufig über den Erfolg- oder Misserfolg einer kosten- und organisationsintensiven Expedition entscheidet.

Bei dem Heck-Querstrahlssystem wurde die hintere Fahrzeugspitze aus syntaktischem Schaum gefertigt, so dass ein Auftriebselement mit maximal möglichem Hebelarm zum Fahrzeug-Massenschwerpunkt im Heck angebracht wurde. Das in der Konstruktion des Bugsystems vorgesehene Befestigungsrohr wird hier durch einen Rundstab aus POM-Kunststoff ersetzt, wodurch die Befestigung der hinteren Fahrzeugspitze am Motorflansch des Heckquerstrahlsystems gelingt. Der POM-Rundstab wird in eine dafür vorgesehene Kreistasche gesetzt und dort verschraubt, siehe Befestigung des Heckstrahlsystems im Kapitel 4.2.3. Die Befestigung des Pumpenzulaufgehäuses erfolgt über Verschraubung (analog zur Befestigung bei dem Bugsystem, siehe Abbildung 5-18) an der Fahrzeugspitze aus Auftriebsschaum, wobei insgesamt 16 spezielle Gewindeeinsätze den sicheren Halt gewährleisten.

Das Querstrahlssystem wurde neben der numerischen Validierung experimentell mittels eines aufwändigen Versuchsaufbaus vermessen, so dass reale Angaben über Kenndaten des entwickelten Systems vorliegen.

Ferner wurde mittels weiterer numerischer Berechnungen die mit den ermittelten Kenndaten erreichbare Wirkung auf unterschiedliche Fahrzeugbewegungen untersucht. Dabei wurde eine erreichbare Drehgeschwindigkeit um die vertikale Fahrzeugachse von fast vier Umdrehungen pro Minute, eine Nickwinkelanstellung von ca. 21 Grad und das seitliche Traversieren mit einer Geschwindigkeit bis zu 0,26 m / s (weit oberhalb der in der Tiefsee anzutreffenden Bodenströmungsgeschwindigkeiten) ermittelt.

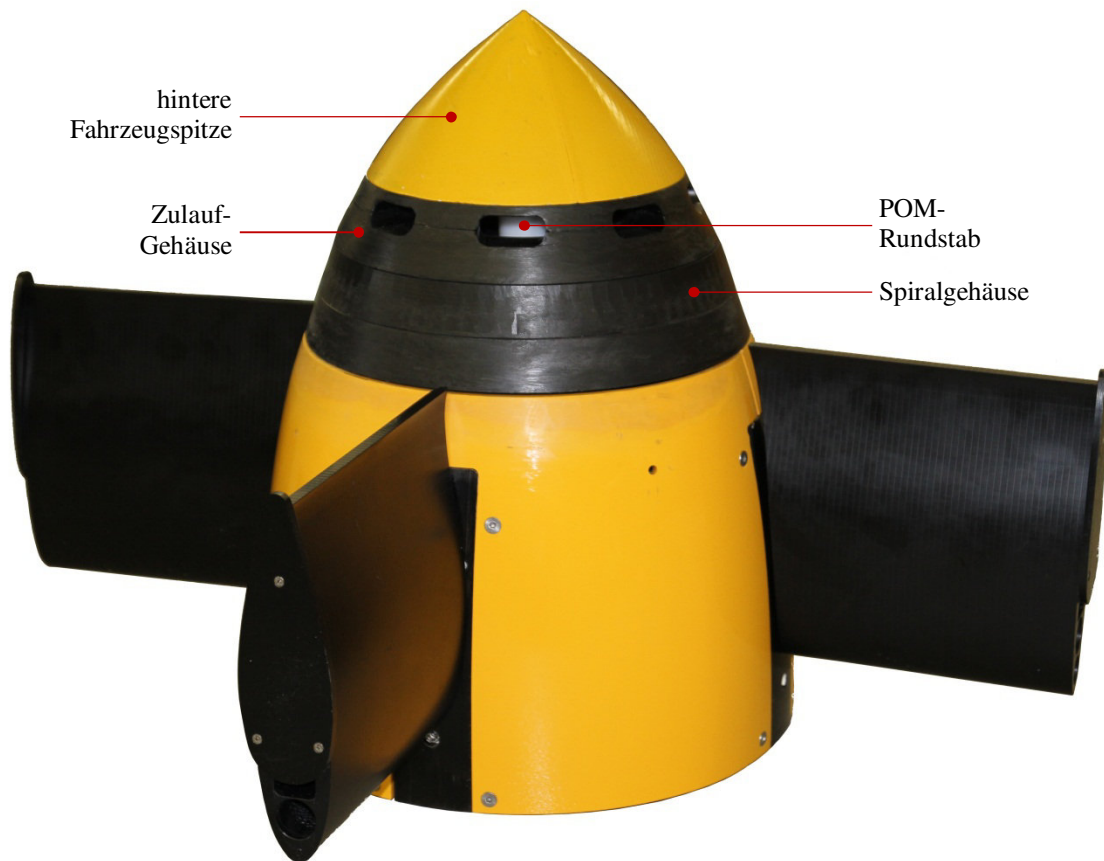


Abb. 5-33 In der Ruderanlage integriertes Heck-Querstrahlsteuer

Mit einem Wirkungsgrad von 72 Prozent ist bereits eine gute Energieeffizienz der Querstrahlsteuerpumpe erreicht worden. Zur weiteren Verbesserung müsste eine Analyse der Austrittsbedingungen des Förderstroms an der Schubdüse und der Auswirkung der Schubdüsengeometrie (z.B. Anstellung der Austrittsfläche gegenüber der Austrittsrichtung des Fluids, weitere Verkleinerung der Querschnittshöhe bei einer Vergrößerung der Austrittsbreite, mögliche Krümmungsradien beim Übergang aus dem Spiralkanal) untersucht werden. Als weiterer Anstoß könnte die Untersuchung einer gewollten, leicht tangential austretenden Schubdüse dienen, um eine vollständige Kompensation des Rollmoments zu erreichen.

Für die rotationssymmetrische Fahrzeugrumpfform ist die in dieser Arbeit beschriebene Bauweise besonders geeignet, da die drehbare Leitvorrichtung mit der Schubdüse ebenfalls rotationssymmetrisch gestaltet ist und so in jeder möglichen Stellung bündig mit der Rumpfform abschließt. Nach dem Querstrahlbetrieb kann die Schubdüsenöffnung in der zuletzt verwendeten Stellung während der Langstreckenfahrt verbleiben.

Bei einer nicht rotationssymmetrischen Rumpfform ist die Verwendung jedoch auch möglich, wenn die drehbare Leitvorrichtung mit Schubdüse nach dem Querstrahlbetrieb in die Ausgangsstellung zurückgedreht wird, in der die drehbare Form mit dem Rumpf bündig abschließt. Da der Querstrahlantrieb vorrangig bei Stillstand des Hauptantriebs verwendet wird, bewirkt der nicht bündig abschließende Übergang während des Querstrahlbetriebs keine Einschränkungen der Fahrzeugeigenschaften.

6 Propellerdüse

Bei AUVs werden Propellerdüsen verwendet, um den Propulsionswirkungsgrad zu verbessern. Diese weisen im Querschnitt ein spezielles Tragflügelprofil auf, wodurch die Fertigung sich meist schwierig gestaltet. Es werden jedoch auch Propellerummantelungen eingesetzt, die hauptsächlich zum Schutz des Propellers dienen, wodurch Kollisionen oder Grundberührungen keinen Schaden am Propeller bewirken. Solche Ummantelungen sind meistens sehr einfach aufgebaut, wie beispielsweise aus einem ringförmig gebogenen Blech und bieten nur bedingt hydrodynamische Vorzüge.

Das im Rahmen des Forschungsprojekts entwickelte Fahrzeug dient als Test- und Erprobungsplattform für neue Technologien, um sowohl dessen Robustheit als auch die hydrodynamischen Eigenschaften zu optimieren, wodurch sich Vorteile gegenüber Konkurrenzfahrzeugen ergeben.

In diesem Kapitel werden die hydrodynamische Auslegung der Düsengeometrie und ein neues Fertigungskonzept für eine profilierte, auftriebsneutrale und tiefseetaugliche Propellerdüse dargestellt. Alle in diesem Kapitel beschriebenen numerischen Berechnungen zur hydrodynamischen Auslegung der Propellerdüse erfolgten mit der Flow Simulation 2010 Software [Sol10b].

6.1 Auswahl eines Düsenprofils

Umfassende Serien experimenteller Untersuchungen zu ummantelten Propellern erfolgten in den 1950er bis 1970er Jahren an der ehemaligen NSMB-Versuchsanstalt (Netherlands Ship Model Basin Wageningen, heute MARIN, Maritime Research Institute Netherlands) [Oos70]. Dabei wurden unter Anderem unterschiedliche Düsenprofile entwickelt und untersucht. Eine im Rahmen dieser Untersuchungen entwickelte Düsengeometrie stellt das als 19A bezeichnete Düsenprofil dar, vgl. Abbildung 6-1. Aufgrund der geometrischen Vereinfachungen gegenüber anderen Wageningen-Düsenprofilen und dadurch bedingter, einfacherer Fertigung der Propellerdüse mit diesem Profil bei weiterhin guten hydrodynamischen Eigenschaften, ist dieses Düsenprofil, das am häufigsten verwendete Profil für Schiffspropellerdüsen [Kor09b].

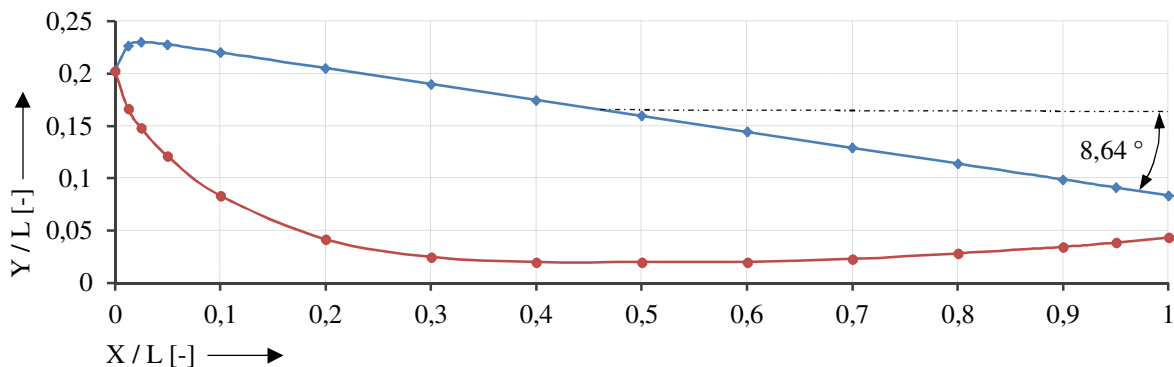


Abb. 6-1 Wageningen 19A-Düsenprofil in normierter Koordinatendarstellung [Kor09b]

In der Abbildung 6-1 ist das Profil 19A anhand von normierten X- und Y- Koordinaten der Ober- und Unterseite des Profils in einem Diagramm maßstabsgetreu dargestellt. Es ist eine weitgehend geradlinige Oberseite des Profils mit einer Steigung von etwa 8,6 Grad erkennbar (blaue Kurve), die einfachere Fertigungsverfahren im Vergleich zu zweiseitig profilierten Düsen zulässt und für die Beliebtheit dieses Düsenprofils sorgt. Diese Geometrieeigenschaft erlaubt es, ein tragendes Gerüst für die Düse mit Hilfe eines konischen Blechrings zu fertigen, siehe Kapitel 6.3. Aus diesem Grund wird für die Propellerdüse des AUVs PreToS das Profil 19A verwendet. Das Verhältnis der Düsenlänge zum Düsendurchmesser beträgt für die 19A Düse standardmäßig 0,5 [Oos70], [Car07], was bei einem Propellerdurchmesser von 650 mm zu einer Axialausdehnung von 325 mm führen würde. Für den Aufbau der Düse des AUVs wurde die Profillänge auf 200 mm begrenzt.

6.2 Ermittlung des optimalen Anstellwinkels

Da der Fahrzeugrumpf eine völlige Form aufweist und die Konturlinien des Rumpfs im Bereich vor dem Propeller eine Steigung und eine konvexe Krümmung aufweisen, ist zu erwarten, dass eine radial-axiale Schräganströmung im Bereich des Düsenprofils entsteht. Aus diesem Grund wurde das Düsenprofil mit verschiedenen Anstellwinkeln modelliert und mittels numerischer Berechnungen untersucht, um so den optimalen Anstellwinkel zu ermitteln.

Dabei wurde das Fahrzeug mit einer Nutzlastsektion in einer Axialanströmung entsprechend der angestrebten Fahrzeuggeschwindigkeit für Langstreckenmissionen von vier Knoten (etwa 2,06 m / s) modelliert und der Einfluss der unterschiedlichen Anstellwinkel des Düsenprofils auf den Gesamtwiderstand des Fahrzeugs analysiert. Es wurde die Konfiguration des Fahrzeugs mit einer Nutzlastsektion gewählt, da diese am häufigsten verwendet wird und der Arbeitspunkt des Hauptantriebs zwischen den Arbeitspunkten der Ausgangs- und der Konfiguration mit zwei Nutzlastsektionen liegt.

6.2.1 Modellierung der Propeller

Da die kontrarotierenden Propeller zur Schuberzeugung die Strömung beim Durchfluss durch die Düse beschleunigen, nehmen diese neben der Fahrzeugrumpfform ebenfalls Einfluss auf die Strömungsgrößen im Bereich der Düse. Aus diesem Grund wurden mit den im Kapitel 3.3 dargestellten Grundlagen der Propellerstrahltheorie der notwendige Schub zur Erreichung der Auslegungsgeschwindigkeit, die sich daraus ergebende Geschwindigkeitserhöhung der Axialgeschwindigkeit und die Druckdifferenz an den Propellern bestimmt. Diese Größen dienten zur Modellierung eines Propellerersatzmodells für die numerischen Berechnungen, wobei zur Vereinfachung beide Propeller zu einer Propellerscheibe zusammengefasst wurden.

Mit allen Anhängen (Geräte, Ruder, etc.) und modellierten Durchbrüchen in den Strömungshüllen wirkte bei einer Anströmung von vier Knoten eine Widerstandskraft von etwa 235 N auf das Fahrzeug (numerisch ermittelter Wert) [Pre13]. Als Sogziffer weisen Schiffe erfah-

rungsgemäß Werte zwischen 0,1 bis 0,2 [Kru04] auf, wobei sich bei völligen Rumpfformen größere Werte als bei schlanken Rumpfformen ergeben. Für die Abschätzung des Schubs wird deshalb der Wert 0,2 gewählt, so dass sich nach der Formel (3-14) ein Gesamtschub für beide Propeller von etwa 294 N ergibt. Für die folgenden Berechnungen ein Wert vom 300 N angenommen.

Um die Anströmgeschwindigkeit des Propellers v_A abzuschätzen, wurde eine numerische Strömungsberechnung am Fahrzeugmodell als Voruntersuchung durchgeführt. Zur Ermittlung der Strömungsgrößen im Propellerbereich wurden drei durchströmbare Scheiben mit Ausmaßen der Propellerfläche modelliert und coaxial hintereinander positioniert. Die erste Scheibe befindet sich 20 mm vor dem vorderen Propeller, die zweite mittig zwischen der jeweiligen axialen Position der beiden Antriebspropeller und die dritte 20 mm hinter dem hinteren Propeller. Das Modell wurde in einer axialen Anströmung (entgegengesetzt der Fahrtrichtung) mit einer Geschwindigkeit von vier Knoten berechnet und dabei die Geschwindigkeitsverteilung auf der Scheibe bestimmt. Die Abbildung 6-2 veranschaulicht das für die Berechnung genutzte Modell und die Ergebnisse. Im Gegensatz zu den Berechnungen des Fahrzeugwiderstands in [Pre13] erfolgten die in diesem Kapitel dargestellten Berechnungen an einer vereinfachten Modellgeometrie. Dabei wurden die Köpfe der akustischen Modems und die Befestigungsprofile berücksichtigt, welche die Befestigung der Düse erlauben, um den Einfluss dieser Komponenten auf die Geschwindigkeitsverteilung im Propellerbereich zu erfassen. In die Modellierung ging ferner nur die obere Fahrzeughälfte ein, da an der horizontalen Mittelebene eine Symmetriebedingung für das Rechenmodell genutzt werden konnte. Bei der Berechnung erzeugte die automatische adaptive Netzverfeinerungsfunktion ein Rechennetz mit etwa 750.000 Zellen.

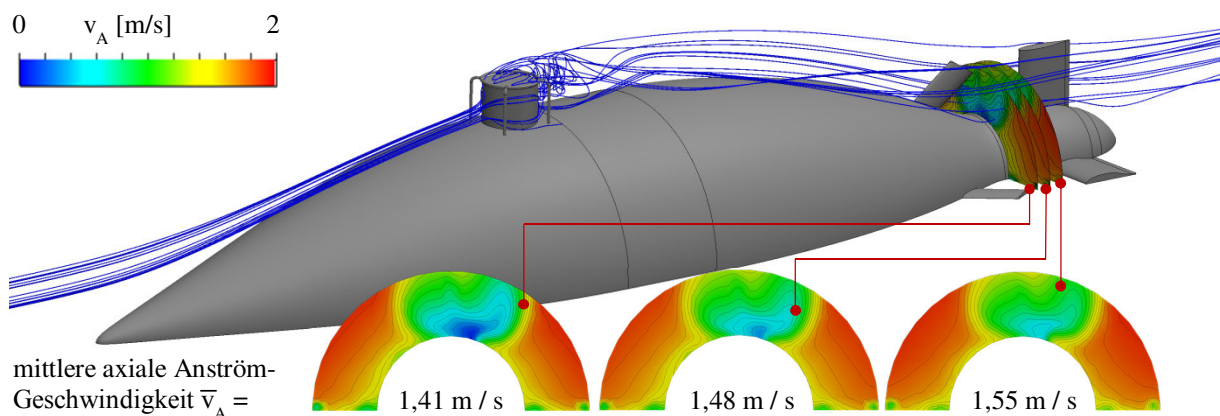


Abb. 6-2 Für die Berechnung genutztes Modell und numerisch ermittelte Verteilung der axialen Anströmgeschwindigkeit der Propellerscheibe an verschiedenen axialen Positionen

In den abgebildeten Geschwindigkeitsverteilungen der drei beschriebenen Scheiben im Nachstromfeld des Fahrzeugrumpfs ist jeweils die axiale Geschwindigkeitskomponente entsprechend der aufgezeigten Farbskala dargestellt. Die sich ergebenden gemittelten Werte, welche für die weiteren Berechnungen genutzt wurden, sind in der Abbildung 6-2 ebenfalls eingetra-

gen. Es ist zu erkennen, dass die vorderste Scheibe die geringsten Geschwindigkeitswerte aufweist, die stromabwärts zunehmen.

Zur Bestimmung der vom Propeller erzeugten Zusatzgeschwindigkeit u_A wurde die gemittelte Anströmgeschwindigkeit $\bar{v}_A$ der mittleren Scheibe von $1,48 \text{ m/s}$ genutzt. Nach der Formel (3-15) ergibt sich mit dieser Anströmgeschwindigkeit des Propellers eine Nachstromziffer von etwa 0,28. Laut [Kru04] sollte dieser Wert im ungünstigen Fall maximal 0,25 betragen. Diese hohe Nachstromziffer ist auf die Abbremsung der Strömung durch die akustischen Modemköpfe zurückzuführen, was anhand der Strömungsverteilungen in der Abbildung 6-2 deutlich zu erkennen ist. Die blauen Bereiche (langsame Geschwindigkeiten) sind nur stromabwärts hinter dem modellierten Modemkopf vorhanden. Die mit Hilfe von Strömungslinien dargestellte starke Verwirbelung der Strömung, die aufgrund der beschriebenen Abbremsung entsteht, soll den Einfluss der Modemköpfe weiter verdeutlichen. Mit zunehmendem Abstand vom Modemkopf wird die Abbremsung der Strömung geringer, was auch in den drei dargestellten Verteilungen der Axialgeschwindigkeiten ersichtlich ist.

Im Bereich hinter den Befestigungsleisten ist ebenfalls eine Abbremsung der Strömung zu erkennen (grüne Bereiche bei 0 und 180 Grad der dargestellten Scheibe). Dieser Einfluss ist aufgrund der strömungsgünstigen Form der Befestigungsprofile deutlich geringer und weist eine wesentlich kleinere räumliche Ausdehnung auf.

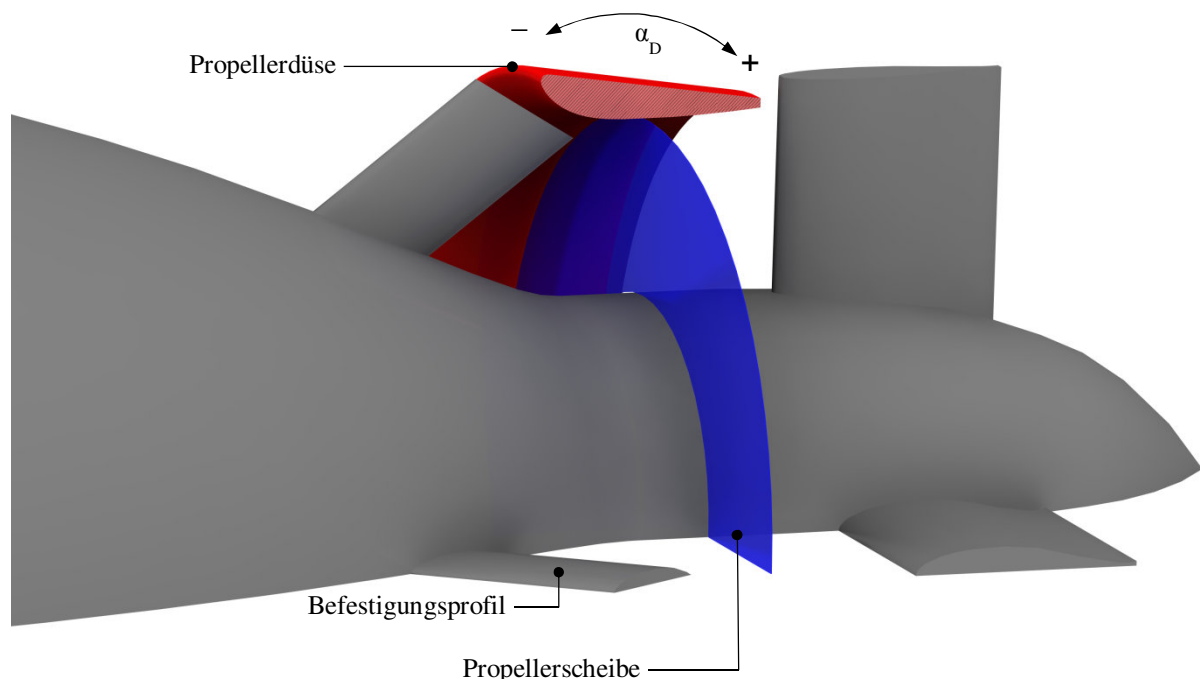


Abb. 6-3 Fahrzeugmodell mit modellierter Propellerersatzscheibe

Nach der Formel (3-16) ergibt sich mit der berechneten Anströmgeschwindigkeit des Propellers $\bar{v}_A$ von $1,48 \text{ m/s}$, der Propellerfläche A_0 von etwa $0,24 \text{ m}^2$ und dem Auslegungsschub von 300 N eine axiale Zusatzgeschwindigkeit u_A von $0,34 \text{ m/s}$ und damit eine mittlere Axialgeschwindigkeit an der Propellerscheibe von $1,82 \text{ m/s}$. Hieraus lässt sich der durch die

Propellerscheibe fließende Volumenstrom mit Hilfe der Propellerfläche A_0 zu $0,4344 \text{ m}^3 / \text{s}$ bestimmen. Ferner berechnet sich die Druckdifferenz zwischen der Saugseite und Druckseite des Propellers nach der Formel (3-16) zu $1255,8 \text{ Pa}$.

Mit dem berechneten Volumenstrom und der Druckdifferenz wurde für die Ermittlung des optimalen Düsenprofilanstellwinkels α_D ein Propellermodell an der mittleren Scheibe erstellt (das Ersatzmodell der zwei kontrarotierenden Propeller besteht vereinfachend aus einer Propellerscheibe), siehe Abbildungen 6-2 und 6-3. Die Tangentialkomponenten der Geschwindigkeit aufgrund der Propellerrotation wurden hierbei vernachlässigt, was insbesondere bei kontrarotierenden Propellern statthaft ist.

Die Abbildung 6-3 stellt jeweils die negative und positive Richtung des Düsenprofil-Anstellwinkels α_D dar. Die Berechnungen fanden entsprechend der Fahrzeug-Auslegungsgeschwindigkeit mit einer axialen Anströmung von vier Knoten statt. Damit wurde der resultierende Gesamtwiderstand samt dem von der Propellerscheibe induziertem Sog bei sechs unterschiedlichen Anstellwinkeln in der Nähe des Nullwinkels des Düsenprofils berechnet.

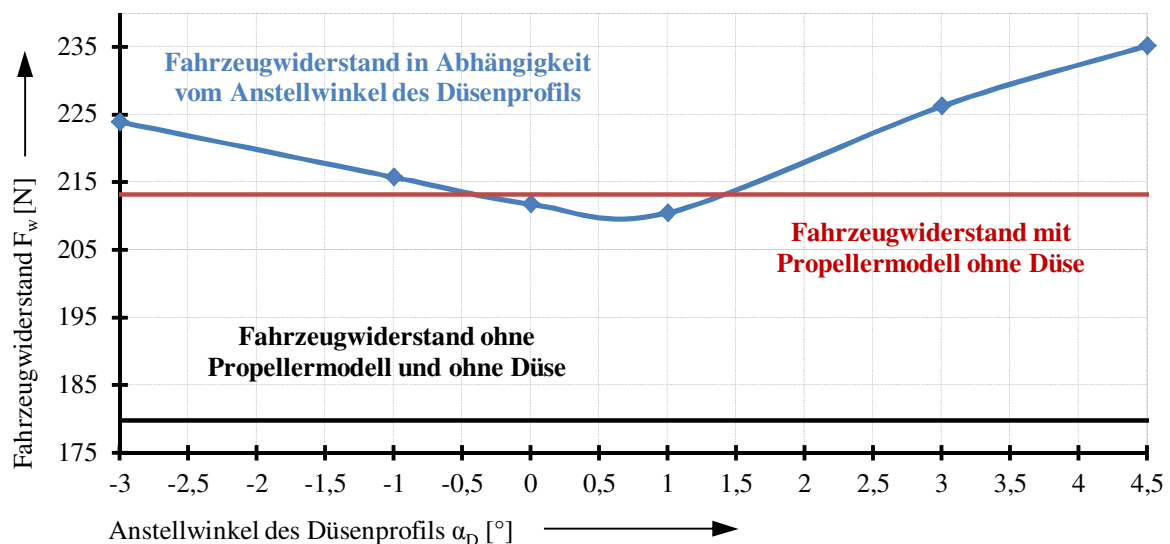


Abb. 6-4 Numerisch ermittelte Werte des Fahrzeugwiderstands bei unterschiedlichen Düsengeometrien

Die Abbildung 6-4 stellt anhand eines Diagramms die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen dar. Unter den sechs untersuchten Profilanstellwinkeln wurde bei dem um einen Grad in positiver Richtung angestellten Düsenprofil die kleinste Widerstandskraft von etwa $210,5 \text{ N}$ ermittelt. Dabei erzeugte das Modell mit der Düse bei den Anstellwinkeln von Null und einem Grad kleinere Widerstandskräfte als bei einer zum Vergleich durchgeführten Berechnung am Fahrzeugmodell mit der gleichen Propellerscheibe, jedoch ohne Propellerdüse ($2,7 \text{ N}$ kleiner bei $\alpha_D = 1^\circ$, entspricht etwa $1,2 \text{ Prozent}$). Zusätzlich ist im Diagramm der Fahrzeugwiderstand des in der Abbildung 6-2 dargestellten Fahrzeugmodells von etwa $179,8 \text{ N}$ aufgetragen. Mit den Widerstandswerten der beiden Modelle ohne Propellerdüse lässt sich die vorher zu $0,2$ angenommene Sogziffer t zu etwa $0,16$ korrigieren. Für die Auslegung der Düse wurde jedoch der Schubwert von 300 N beibehalten, da die zur Bestimmung des benötigten

Schubs verwendeten numerischen Widerstandsberechnungen unter der Vereinfachung einer vernachlässigbaren Rauigkeit der Oberflächen erfolgten.

In einem zweiten iterativen Schritt der Düsenauslegung wurde die mittlere axiale Anströmgeschwindigkeit am Propeller v_A mit vorhandener Düse numerisch zu etwa 1,57 m / s berechnet (Verbesserung der Nachstromziffer w von etwa 0,28 auf 0,235). Diese Erhöhung von etwa sechs Prozent gegenüber dem nicht ummantelten Propeller ergibt bei einer erneuten Bestimmung der axialen Zusatzgeschwindigkeit u_A an der Propellerscheibe einen Wert von 0,32 m / s (sechs Prozent kleiner als beim Propeller ohne Düse). Damit ergibt sich ein Volumenstrom durch die Propellerscheibe von 0,453 m³ / s. Die Druckdifferenz beträgt dabei unverändert 1255,8 Pa.

Mit diesen Werten wurde im zweiten Iterationsschritt ein zweites Propellerersatzmodell an dem vorher gestalteten Fahrzeugmodell (siehe Abbildung 6-3) definiert, dessen Parameter die Arbeitsbedingungen in der Propellerdüse berücksichtigen. Zur Sicherstellung des richtig gewählten Düsen-Anstellwinkels α_D wurden nochmals Berechnungen mit den verschiedenen Anstellwinkeln durchgeführt. Als Ergebnis ergaben sich ähnlich hohe Widerstandswerte wie bei den vorhergehenden Berechnungen (siehe Abbildung 6-4), wobei ebenfalls bei dem Anstellwinkel α_D von einem Grad ein Minimum berechnet wurde.

Für die Konstruktion wurde die Düsengeometrie mit dem positiven Anstellwinkel α_D von einem Grad gegenüber der in der Abbildung 6-1 gezeigten Profilgeometrie verwendet, was eine um 9,86 Grad geneigte Oberseite des Profils ergibt.

6.3 Auswahl des Fertigungskonzepts

Nach der Festlegung der Propellerdüsengeometrie musste ein Verfahren entwickelt werden, welches erlaubt, die Düse mit der entsprechenden Profilform herzustellen.

Wie im Kapitel 4.2.1 dargestellt, ist für alle im Heck anzuordnenden Komponenten die Forderung nach Leichtbau besonders zu berücksichtigen, so dass kein übermäßiger hydrostatischer Abtrieb im Heck zum hecklastigen Lagetrimm des Fahrzeugs führt. Der angestrebte druckneutrale Aufbau verbietet dabei jegliche eingeschlossene Hohlkammern. Aus diesen Gründen bietet es sich an, den überwiegenden Volumenanteil des etwa 8,8 Liter betragenden Gesamtvolumens der Düse aus syntaktischem Auftriebsmaterial zu gestalten, damit die Forderung nach möglichst kleinem Abtrieb und der druckneutralen Bauweise erfüllt wird.

Da der im Fahrzeug verwendete syntaktische Schaum zu Sprödbruch neigt und dadurch nur begrenzt als Konstruktionswerkstoff eingesetzt werden kann, muss zwangsläufig ein tragendes Element die Struktur aus Auftriebsmaterial zum Schutz nach außen abschließen und zusätzlich der Düse die notwendige Festigkeit verleihen.

Die nicht profilierte äußere Seite der Düse lässt sich durch ein zum konischen Ring gebogenes Blech nachbilden. Das Blech erzeugt so das tragende Grundgerüst der Düse und schützt als äußere Mantelfläche die eigentliche Profilierung aus syntaktischem Auftriebsmaterial. Damit

Korrosionsschäden vermieden werden, wurde das Gerüst aus seewasserfestem Edelstahlblech (1.4571) aufgebaut. Um den Leichtbauanforderungen zu genügen, wurde ein Blech mit der Blechstärke von einem Millimeter verwendet, welches für ausreichende radiale Festigkeit zusätzlich mit zwei Versteifungsringen verstärkt wurde. Die Versteifungsringe wurden ebenfalls aus flachem Blech ausgeschnitten und an das Mantelblech von innen angeschweißt. Um die Festigkeit zu erhöhen, weisen die Versteifungsringe eine Blechstärke von jeweils zwei Millimetern auf.

Weiterhin wurden sowohl das Mantelblech als auch die beiden Versteifungsringe mit Ausschnitten versehen, die im Vergleich zum Aufbau mit einem Vollblech das Gewicht des tragenden Gerüsts um 20 Prozent reduzieren. Da die Bleche mit einer CNC-gesteuerten Laserschneidmaschine hergestellt wurden, verursachten die dem Leichtbau dienenden Ausschnitte nur einen geringen Kostenzuwachs.

Edelstahl erzeugt unter den im Fahrzeug verwendeten Konstruktionsmaterialien vergleichsweise den höchsten Abtrieb. Bedingt durch die dünne Blechstärke und die Leichtbau-Ausschnitte bildet es jedoch mit 5,3 Prozent nur einen kleinen Volumenanteil der Düse. Durch die Verwendung eines syntaktischen Auftriebsmaterials zur Erzeugung des Düsenprofils, welches somit die restlichen 94,7 Prozent des Volumens ausfüllt, lässt sich der Abtrieb des Edelstahlblechs je nach Dichte des Materials ausgleichen.

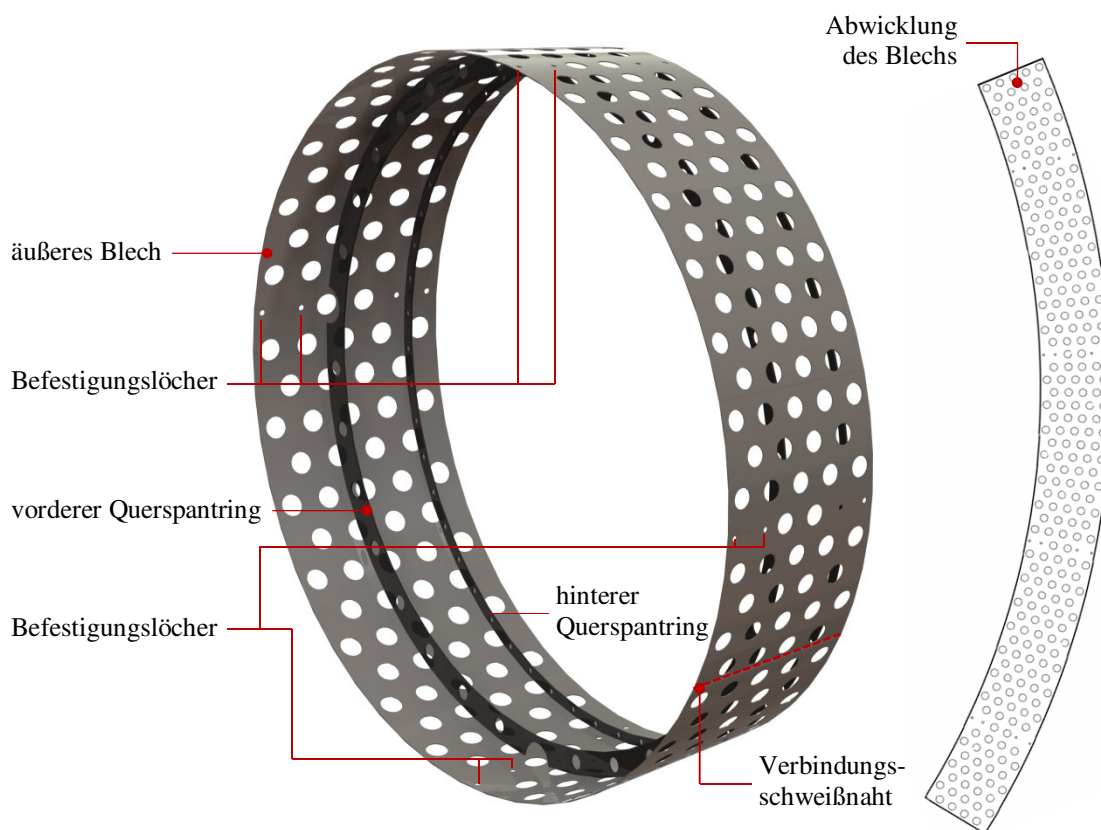


Abb. 6-5 Edelstahlblechgerüst der Düse mit Leichtbau-Ausschnitten

In der Abbildung 6-5 ist die Schweißkonstruktion des Grundgerüsts für die Düse aufgezeigt. Zur Veranschaulichung ist rechts neben der Gesamtkonstruktion die Abwicklung des zum Ring gebogenen Mantelblechs mit den Leichtbau-Ausschnitten abgebildet. Die Befestigung der Düse am Fahrzeug erfolgt an vier um 90 Grad um die Fahrzeugachse rotatorisch versetzten Befestigungsprofilen, auf denen das Düsenblech durch die vorgesehenen Löcher verschraubt wird, siehe Kapitel 6.5.

Um das Düsenprofil auf dem Blechgerüst zu modellieren, wurden zwei Ansätze in Betracht gezogen. Die erste Möglichkeit sieht vor, ein syntaktisches Auftriebsmaterial aus kommerziell verfügbaren Glashohlkugeln zu fertigen. Die Glashohlkugeln sind mikroskopisch kleine (10 bis 120 Mikrometer im Durchmesser) Hohlkugeln mit kleiner Wandstärke und sind auch Bestandteil des in Blöcken kommerziell verfügbaren syntaktischen Schaums. Aufgrund der Hohlkörper füllt das Glas nur einen kleinen Volumenanteil aus, was eine kleine Dichte des daraus hergestellten Materials zur Folge hat. Aufgrund der sehr kleinen Oberflächen der Glaskugeln, lasten selbst bei hohem Umgebungsdruck nur vergleichsweise kleine Druckkräfte auf den Kugelwänden, die das druckbeständige Glasmaterial unbeschadet übersteht. Dieser Umstand erlaubt die Erzeugung von Materialien mit geringer Dichte, welche die Umgebungsdrücke der Tiefsee überstehen.

Bei der Herstellung eines solchen Auftriebsmaterials bildet ein Zweikomponenten-Kunststoff die Einbettungsmatrix, so dass die pulverförmige Hohlkugelmasse zu einem Festkörper gebunden wird.

Im Reaktionszustand bilden die zwei flüssigen Komponenten des Kunststoffs beim Verrühren mit den Hohlkugeln eine zähflüssige Masse, die auf das Grundgerüst mit einem Spachtel aufgetragen werden kann. Zur Formgebung der genauen Geometrie wurde ein Spachtel hergestellt, der die Negativform des Düsenprofils aufweist. Die richtige Positionierung und Ausrichtung des Spachtels wird über zwei Positionierabsätze gewährleistet, die auf den zwei Verstärkungsringen aufliegen, so wie es in die Detailvergrößerung in der Abbildung 6-6 darstellt.



Abb. 6-6 Formspachtel zur Herstellung des Düsenprofils aus syntaktischem Auftriebsmaterial

Am FMT wurden bereits im Vorprojekt Erfahrungen bezüglich des Herstellens von syntaktischen Auftriebsmaterialien gesammelt. In Vorversuchen [Luk10] mit Silikongel als Einbettungsmaterial wurden minimale Dichten von $0,695 \text{ g / cm}^3$ erreicht. Der Vorteil von Silikongel zur Herstellung des als syntaktisches Gel bezeichneten Auftriebsmaterials liegt in der geringen Dichte des Silikonmaterials ($0,97 \text{ g / cm}^3$), da es ohne die eingebetteten Glashohlkugeln bereits geringfügig Auftrieb im Wasser erzeugt. Silikongel als Matrixwerkstoff ergibt jedoch einen sehr weichen Feststoff. Um eine ausreichend feste Düse zu erhalten, ist wegen dem für das Grundgerüst verwendeten 1mm dünnem Blech die versteifende Wirkung des profilbildenden Materials notwendig. Das gelartige Auftriebsmaterial aus Silikongel wird diesen Festigkeitsanforderungen somit nicht gerecht.

Andere Zweikomponenten-Kunststoffe, wie Polyurethane, härtere Silikonkunststoffe oder Epoxidkunststoffe weisen höhere Dichten auf ($1,2 \text{ g / cm}^3$ und höher). Ein mit diesen Werkstoffen als Matrix hergestelltes härteres Auftriebsmaterial würde bei gleichen Volumenanteilen eine höhere Dichte aufweisen als syntaktisches Gel und zu einem höheren Abtrieb der Propellerdüse führen.

Die kommerziell angebotenen syntaktischen Schäume verwenden Epoxidkunststoffe als Einbettungsmaterial und erreichen geringe Dichten, was mit einem höheren Volumenanteil der Glashohlkugeln im Feststoff einhergeht. Ohne genaue verfahrenstechnische Kenntnisse sind aufgrund der begrenzten benetzenden Eigenschaften der Kunststoffe im Reaktionszustand diese Volumenanteile jedoch nicht zu erreichen.

In Vorversuchen hat sich gezeigt, dass das Auftragen eines selbst hergestellten syntaktischen Auftriebsmaterials im Verarbeitungszustand mit einem Spachtel problematisch ist und we-

sentlich schwerer zu verarbeiten, als kommerzielle Spachtelmassen (zum Beispiel aus dem KFZ-Bereich). Das Material zerfließt nach dem Auftragen und garantiert so keine ausreichende Formgenauigkeit. Ferner wurde die hergestellte Spachtelmasse nach einer kurzen Reaktionszeit klebrig, so dass beim Korrekturauftrag das darunter liegende Material ausgerissen wurde und den Spachtel zusetzte.

Das Verfahren ließe sich unter Umständen optimieren, aber aufgrund der vergleichsweise komplizierten Verarbeitung und den erwarteten geringen auftriebserzeugenden Eigenschaften, wurde das Auftragen des Düsenprofils mit einem Formspachtel verworfen.

Der zweite Ansatz sieht vor, das Profil in kleine Einzelsegmente aufzuteilen, die sich aus dem für den Hauptauftrieb des Fahrzeugs verwendeten syntaktischen Schaum an einer CNC-Fräse spanend herstellen lassen. Dabei ergeben die zwei Versteifungsringe des Grundgerüsts eine axiale Unterteilung auf drei Ringsegmente. Jedes der so entstandenen Profilringe wird zusätzlich auf kleinere Bogensegmente aufgeteilt.

Ein Vorteil bei der Verwendung dieses Werkstoffs ist die kleine Dichte des kommerziellen syntaktischen Schaums von $0,57 \text{ g / cm}^3$ (AZ35 von CMT Materials Inc.). Da die verfügbaren Glashohlkugeln, die den Druckkräften bei 600 bar widerstehen können (S60: 690 bar, S60HS: 1.240 bar und iM30K: 2.000 bar), alle eine Dichte von $0,6 \text{ g / cm}^3$ aufweisen [3MG09], kann mit diesen kein Auftriebsmaterial hergestellt werden mit kleinerer Dichte als $0,6 \text{ g / cm}^3$, denn jeder bekannte Einbettungskunststoff weist eine höhere Dichte auf. Die genaue Materialzusammensetzung und das Herstellungsverfahren des im Fahrzeug verwendeten syntaktischen Schaums sind weitgehend unbekannt.

6.4 Fertigung des Düsenprofils

Die Unterteilung der drei ringförmigen Profiltile wurde auf 16 Bogensegmente festgelegt, so dass jedes $22,5^\circ$ Grad des gesamten Kreises darstellt. Durch die Aufteilung auf vergleichsweise kleine Einzelteile ließen sich die bei der Herstellung des Hauptauftriebsschaums angefallenen Restblöcke als Rohmaterial verwenden. Ein weiterer Vorteil ist die Minimierung des Materialverschnitts beim Fräsen gegenüber größeren Bogensegmenten. Diesen Zusammenhang verdeutlicht die Abbildung 6-7 anhand des Volumenverhältnisses des Rohblockvolumens zum Volumen des Bogensegments bei der Aufteilung des Düsenrings auf jeweils 12 und 16 Bogensegmente.

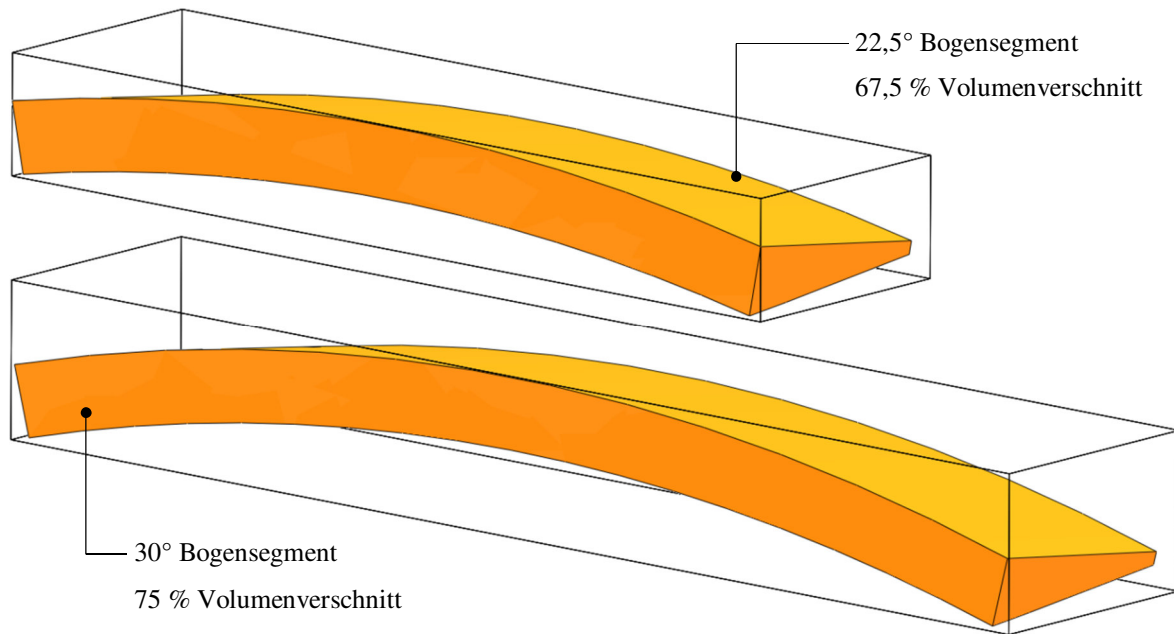


Abb. 6-7 Volumenverschnitt des Rohmaterials zweier unterschiedlich großer Bogensegmente

Die Aufteilung des Düsenprofils auf drei Ringsegmente und die weitere Unterteilung auf jeweils 16 Bogensegmente ergibt somit 48 Einzelteile, wodurch es bei der Herstellung notwendig war, den Prozess weitgehend zu automatisieren.

Bedingt durch die kleinen Abmaße der Einzelteile konnten gleichzeitig mehrere Teile im Arbeitsraum der CNC-Fräse platziert werden. Ein NC-Programm sorgte für die Bearbeitung von gleichzeitig sechs Einzelteilen. Dazu musste jedoch die genaue und wiederholbare Ausrichtung der Einzelteile bei jedem Fräsgang zum festgelegten Koordinatenursprung der CNC-Fräse sichergestellt werden.

Um dies zu gewährleisten, wurde eine Aufnahmeplatte aus Aluminium angefertigt, die auf dem Maschinenbett an einer festen Position verschraubt wird. Auf einer Ecke der Aufnahmeplatte wird der Koordinatennullpunkt des Werkstücks eingemessen. Weiterhin wurden sechs Rohmaterialhalter ebenfalls aus Aluminium angefertigt, auf denen die Rohblöcke aus syntaktischem Schaum befestigt werden. Die Rohblöcke werden vor dem Fräsgang auf die geforderten Blockmaße zugesägt und mit jeweils zwei M8-Gewindebohrungen versehen. Diese dienen der Verschraubung mit dem entsprechenden Rohmaterialhalter. Jeder Rohmaterialhalter weist eine feste Position auf der Aufnahmeplatte auf und wird über Passstifte und Bohrungen, die vorher NC-gesteuert auf der Aufnahmeplatte gesetzt wurden, genau ausgerichtet. Zur Befestigung der Halter befinden sich in der Aufnahmeplatte Gewindebohrungen und erlauben eine unkomplizierte Verschraubung, was die Handhabung bei der Vor- und Nachbereitung für jeden Fräsgang erleichterte. Die Abbildung 6-8 veranschaulicht den Aufbau der Vorrichtung.

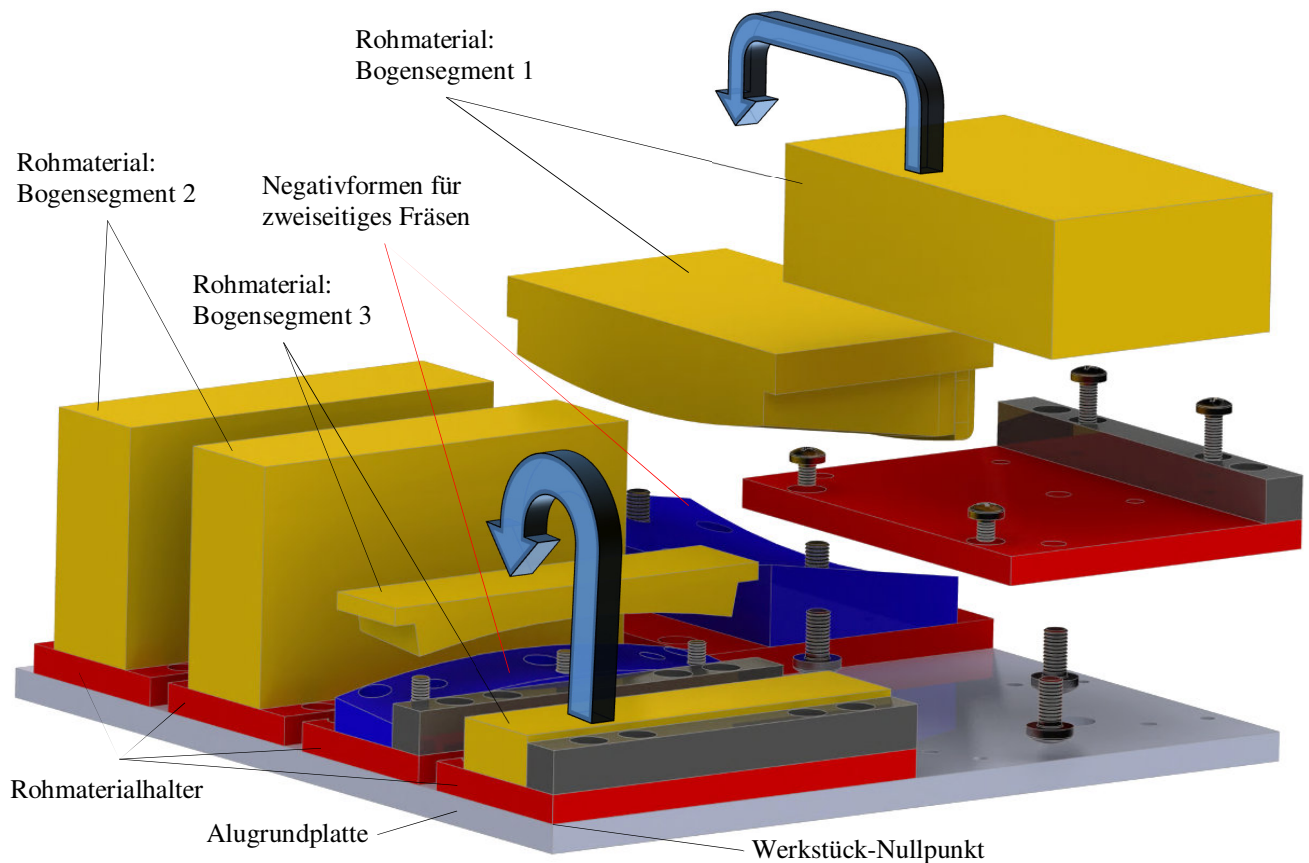


Abb. 6-8 Vorrichtung zum wiederholbaren Positionieren der Werkstücke im Arbeitsraum

Die Bogensegmente des hinteren (Bogensegment 1) und vorderen Rings (Bogensegment 3) müssen aufgrund ihrer Geometrie von jeweils zwei Seiten gefräst werden, wobei jeweils nach dem ersten Fräsgang einseitig eine gekrümmte Oberflächenform entsteht.

Um den Wendevorgang mit genauer Ausrichtung und sicherer Befestigung für die Bearbeitung der zweiten Seite zu gewährleisten, wurden Negativformen zur Aufnahme der gekrümmten Oberflächen gefräst und auf jeweils einem Rohmaterialhalter fest verschraubt.

Die so entwickelte Methode erlaubte eine teilautomatisierte Fertigung der 48 profilbildenden Teile aus syntaktischem Schaum unter reduziertem Aufwand und unter Zeitersparnis, da beispielsweise nur einmal der Nullpunkt für alle Fräsdurchgänge eingemessen werden musste, und der Rohteilwechsel über die Verschraubung einfach zu bewerkstelligen ist.

Nachdem alle Profilsegmente gefertigt waren, mussten diese auf dem Grundgerüst befestigt werden, siehe Abbildung 6-9. Dies erfolgte durch das Verkleben mit Sikaflex 292i Klebstoff auf Polyurethanbasis, der speziell für den Boots- und Schiffbau entwickelt wurde und eine dauerhafte Verbindung zwischen dem Metall und dem syntaktischen Schaum auch bei See- wasserkontakt gewährleistet.

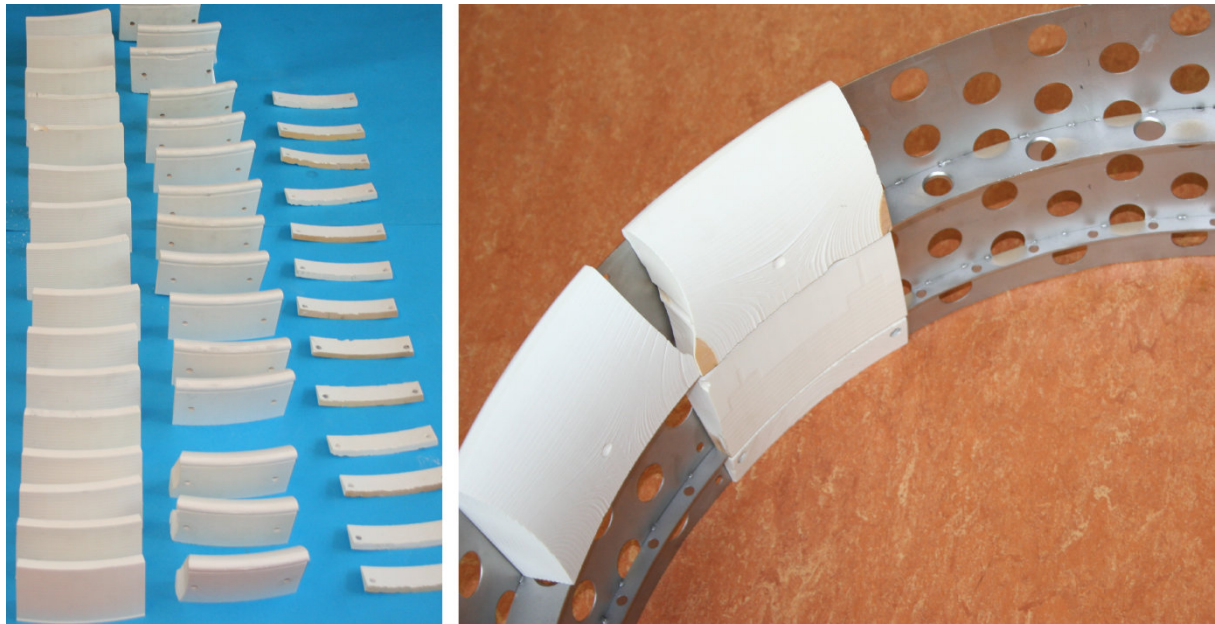


Abb. 6-9 Aus dem syntaktischen Schaum gefertigte Segmente des Düsenprofils

Beim Verkleben ließ sich jedoch die Entstehung von Hohlräumen zwischen den Profilsegmenten und dem Blechgerüst nicht vermeiden. Da im nächsten Schritt mit einer Spachtelmasse die Oberfläche des Düsenprofils geglättet werden sollte, wären dadurch die entstandenen Hohlräume versiegelt worden und würden bei steigendem Wassersäulendruck während einer Tauchfahrt implodieren. Um die Gefahr zu vermeiden, dass die Düse nach einer Tiefseetauchfahrt deformiert wird, mussten alle Hohlräume vor dem Versiegeln aufgefüllt werden.

Aufgrund der vielen Ausschnitte im Blechgerüst ließen sich die Hohlräume leicht erreichen, was das Auffüllen der Hohlräume erlaubte. Zum Auffüllen wurde ein Epoxid-Mikrokugelmisch hergestellt, das im Reaktionszustand dünnflüssig ist und dadurch mit einer Spritze in die Hohlräume gedrückt werden konnte. Im ausgehärteten Zustand bildet das Gemisch einen harten Kunststoff, der mit etwa $0,85 \text{ g / cm}^3$ eine kleinere Dichte als Wasser aufweist und damit zum Auftrieb der Düse beiträgt.

Nach dem Auffüllen der Hohlräume wurde auf die Oberfläche eine Spachtelmasse, die für Bootskörperreparaturen entwickelt wurde, aufgetragen und mit Schleifpapier glatt geschliffen, wodurch alle noch verbleibenden Rillen geschlossen und eine glatte Oberfläche geschaffen wurde. Bei den Arbeiten mit der Spachtelmasse wurde mit einer angefertigten Schablone die Formgenauigkeit des entstandenen Düsenprofils kontrolliert, siehe Abbildung 6-10 links.

Danach wurde die Düse mit einem Zweischichtfarbsystem für Bootskörper aus einer Grund- und Deckfarbe überstrichen.



Abb. 6-10 Ausbessern der Düsenoberfläche mit handelsüblicher Spachtelmasse

6.5 Befestigung der Düse am Fahrzeug

Für die Befestigung der Düse wurden vier als Befestigungsprofile bezeichnete Bauteile aus POM-Kunststoff angefertigt und an der Fahrzeugtragstruktur verschraubt. Diese stehen mit spitzem Winkel vom Fahrzeugrumpf weg und wirken dadurch für quer zur Fahrzeugbewegungsrichtung liegende Seile und größere Gegenstände als Abstreifelement, damit diese nicht in die Propeller geraten. Die Befestigungsprofile weisen im Querschnitt ein NACA-16-021-Profil auf, welches sich durch einen geringen Widerstandsbeiwert bei einer großen Profilhöhe auszeichnet [Abb59] und deshalb bei einer für die Festigkeitsanforderungen ausreichenden Materialstärke nur einen geringen Einfluss auf die Strömung vor dem Propeller hat, vgl. Kapitel 6.2.1. Acht Segmente des Düsenprofils wurden so gestaltet, dass an den vier Befestigungsstellen an der Düse Aussparungen entstehen, die an die Form des NACA-16-021-Profils der Befestigungsprofile angepasst sind, siehe Abbildungen 6-10 und 6-11. Das Mantelblech der Düse weist an diesen Stellen jeweils zwei Befestigungslöcher auf. Die Düse wird axial vom Fahrzeugheck aus auf die Befestigungsprofile gesetzt, so dass die Befestigungsprofile in den Aussparungen des Düsenprofils direkten Kontakt mit dem Mantelblech aufweisen. In den Befestigungsprofilen befinden sich auf dem Profilende Bohrungen, die der Verschraubung der Düse dienen. Über das Mantelblech der Düse wird vor dem Verschrauben an den vier Stellen ein als Befestigungsleiste bezeichnetes Bauteil gesetzt. Auf der Befestigungsleiste sind die fahrzeugfesten Teile der Ruderendscheibe verschraubt, siehe Kapitel 4.1.3. Die Befestigung erfolgt über Schrauben, die ein spezielles Gewinde aufweisen, das die direkte Verschraubung in einem vorgebohrten Kunststoffteil erlaubt. Die Abbildung 6-11 veranschaulicht die Düsenbefestigung.

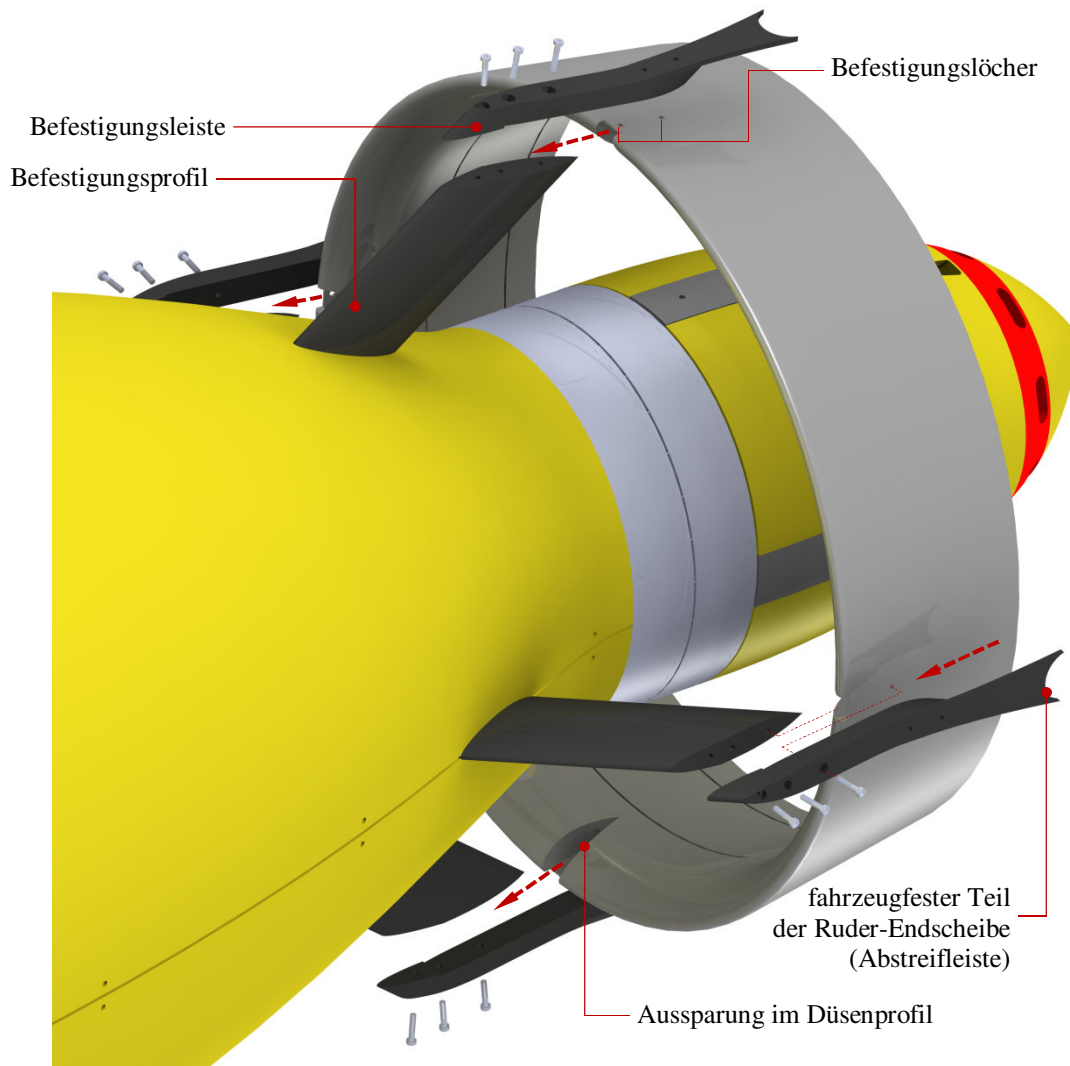


Abb. 6-11 Befestigung der Propellerdüse am Fahrzeug

6.6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Propellerdüse auf Basis des weit verbreiteten Düsenprofils A19 entwickelt. Nach einer Abschätzung des vom Propeller erzeugten Volumenstroms und der Druckdifferenz zwischen Saugseite und Druckseite des Propellers konnte das Fahrzeugmodell mit einer entsprechenden Propellerscheibe für numerische Berechnungen modelliert werden. Anhand der numerischen Berechnungen wurde der optimale Anstellwinkel des verwendeten Düsenprofils in einem iterativen Auslegungsprozess bestimmt. Dabei konnte nachgewiesen werden, dass der vom Propellerschub zu überwindende Fahrzeugwiderstand durch Anbringung der Düse minimal verringert wurde. Dies ist auf die Entstehung einer Kraftkomponente in Fahrtrichtung, die den Strömungswiderstand der Düse kompensiert (Düsen Schub), bei der Umströmung des Düsenprofils zurückzuführen. Ferner bewirkt die Propellerdüse eine Erhöhung der Wassermenge, die den Propellern zugeführt wird und verringert damit die zur Generierung des berechneten Schubs notwendige Zusatzgeschwindigkeit der Propeller.

Eine geringere Beschleunigung der Strömung ist mit kleineren Strömungsverlusten verbunden, woraus sich die Wirkungsgradverbesserung der Düsenpropeller gegenüber den nicht ummantelten Propellern ergibt.

Es wurde damit eine Düsengeometrie für das Fahrzeug entworfen, welche die geforderten Sicherheitsaspekte erfüllt und eine hydrodynamische Verbesserung gegenüber einem Propellerkonzept ohne Ummantelung darstellt. Es wurde nach festgelegter Geometrie ein Verfahren entwickelt und erprobt, welches erlaubt, eine Propellerdüse in der geforderten Größe von 650 Millimetern Innendurchmesser so herzustellen, dass der Propellerring ein vorher bestimmtes Profil aufweist. Dabei erzeugt die aufgebaute Düse hydrostatischen Auftrieb und kann in Tauchtiefen über 6.000 Meter eingesetzt werden.

Rechnerisch ergibt sich unter Verwendung der Volumenanteile des Edelstahl-Blechgerüsts, und des Auftriebsschaums mit den entsprechenden Materialdichten ein hydrostatischer Auftrieb von 5,12 N. Der tatsächliche Auftrieb der Düse ist jedoch etwas geringer, da die bei der Fertigung eingebrachten Epoxidkunststoffe und Klebstoffe mit höherer Dichte im Vergleich zum Auftriebsschaum ebenfalls Volumenanteile des Düsenprofils bilden.

Der Auftriebsgewinn ist vergleichsweise gering in Bezug auf die Fahrzeugdimensionen. Der Einbau der Propellerdüse führt zu keinen merklichen Auswirkungen auf den Lagetrimm des Fahrzeugs, weshalb sie beispielsweise an einem vorher ausgetrimmten Fahrzeug noch nachträglich angebaut werden kann.

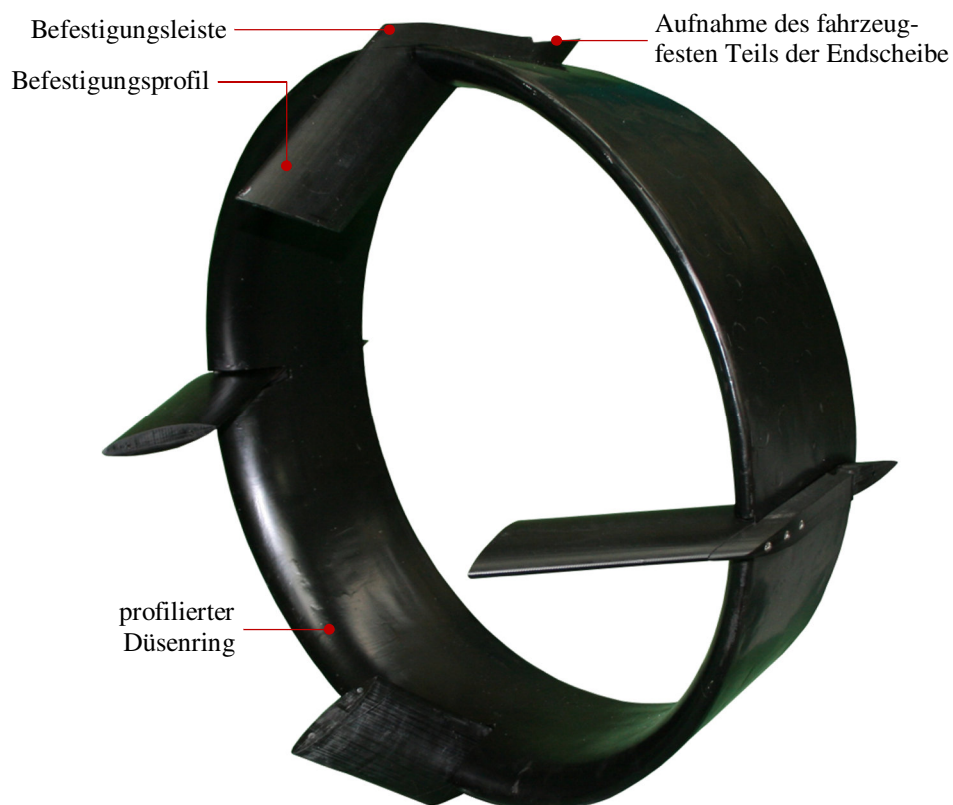


Abb. 6-12 Fertiggestellte Propellerdüse mit angeschraubten Befestigungsteilen

Die Abbildung 6-12 zeigt die fertiggestellte Propellerdüse des AUVs mit den Befestigungsteilen. Die am Fahrzeug befestigte Propellerdüse ist in der Abbildung 4-26 im Kapitel 4.3 zu sehen.

Um den Auftrieb der Düse zu erhöhen, lässt sich das Edelstahlblechgerüst ebenfalls aus Titanblech fertigen. Dadurch würde die Düse bei gleichem Volumen weniger wiegen. Für die entwickelte Düse lässt sich durch die Verwendung eines Titanblechgerüsts gleicher Geometrie ein Auftrieb von etwa 20,1 N erreichen.

Weiterhin hat der Glashohlkugelhersteller 3M mit den neu entwickelten als iM16K bezeichneten Glashohlkugeln im August 2012 ein weiteres Produkt vorgestellt, welches in naher Zukunft in der Produktpalette aufgenommen wird. Mit einer Dichte von $0,46 \text{ g / cm}^3$ und einer Belastungsgrenze von 1.100 bar ist es bestens geeignet, neue und bessere Auftriebsmaterialien zu entwickeln, die bis in die tiefsten Regionen der Tiefsee (bis zu 11.000 Meter Wassersäule) einsetzbar sind. Mit dem hier entwickelten Verfahren ergeben sich dann unter Verwendung von Titan als Blechmaterial und neuer syntaktischer Schäume geringere Gesamtdichten, so dass Propellerdüsen für tiefseetaugliche Unterwasserfahrzeuge hergestellt werden können, die einen größeren hydrostatischen Auftrieb aufweisen und damit gezielt der Hecklastigkeit im Fahrzeug entgegenwirken.

Während der Erprobungsfahrten kollidierte die Düse mehrmals mit der Bordwand des Mutterschiffs und erfuhr auch am Schiffskran hängend eine Kollision mit einem Aufbau an der Reling. Diese Kollisionen wurden von der äußeren Tragstruktur aufgenommen, so dass danach keine Mängel, bis auf Schäden im Lack, erkennbar waren. Die Erprobungsfahrten haben gezeigt, dass die Propellerdüse eine gute Robustheit aufweist und den Propeller vor Zusammenstößen zuverlässig schützt.

7 Schlussbemerkung

Im Verlauf des Verbundprojekts „Druckneutrale Systeme Tiefsee“ wurde ein autonomes Unterwasserfahrzeug in druckneutraler Bauweise entwickelt, aufgebaut und erprobt. Dabei konnte auf bereits im Vorgängerprojekt „Druckneutrale Systeme“ entstandenes Know-how zurückgegriffen werden, um Bewährtes zu übernehmen und aufgedeckte Schwachstellen auszubessern. Im Vergleich zum Vorgängermodell DNS-Pegel ist dadurch ein in vieler Hinsicht optimiertes, konsequent druckneutral aufgebautes AUV entstanden. Eine wesentliche Verbesserung bietet das hydrodynamische Design des Fahrzeugs PreToS. Neben einer optimalen bionischen Strömungsform, erlauben die kontrarotierenden coaxialen Propeller in einer hydrodynamisch optimierten Propellerdüse eine energieeffiziente Fortbewegung des Fahrzeugs.

Weitere Voraussetzung für eine energieeffiziente Langstreckenfahrt ist ein leistungsfähiges Hauptmanövriersystem, denn dieses ermöglicht das Halten eines Kurses und dynamische Kurskorrekturen bei auftretenden Kursstörungen. Das in dieser Arbeit entwickelte und komplett druckneutral aufgebaute Hauptmanövriersystem ist aufgrund der verwendeten Hochleistungsrudder bestens in der Lage, das Fahrzeug trotz der zu Kursinstabilitäten neigenden Rumpfform mit nur kleinen Ausschlägen des Ruders von unter 0,2 Grad auf einem Geradeauskurs zu halten. Die Konstruktion der Ruderanlage zeichnet sich durch einen stabilen, leichten, kompakten und einfach zu fertigenden Aufbau aus.

Zwei baugleiche im Rahmen dieser Arbeit entwickelte richtbare Querstrahlsteuer im Bug und im Heck ermöglichen das Drehen um die vertikale und um die Querachse des Fahrzeugs sowie das horizontale und vertikale Traversieren, bei aufgrund von fehlender Fahrt unwirksamen Rudern des Hauptmanövriersystems. Die neuartige Konstruktion erlaubt trotz des rotierfähigen äußeren Querstrahlsteuer-Gehäuses zur Richtungssteuerung den Aufbau von fahrzeugfesten Komponenten in den Fahrzeugspitzen vor und hinter den Querstrahlssystemen. Ferner zeichnet sich das Querstrahlsteuer durch eine komplett druckneutrale und kompakte Bauweise unter Verwendung von Leichtbaumaterialien aus. Die Leistungsfähigkeit des entwickelten Querstrahlsystems kann nachweislich mit Querstrahlantrieben, die in der Tunnelthruster-Bauweise aufgebaut sind, konkurrieren. Wesentlich kleinere Querschnittsflächen der Ansaug- und Austrittsöffnungen, die im Fall der Ansaugung auf acht Einzelöffnungen verteilt sind, erzeugen dabei geringere Strömungswiderstände als die Tunnelthruster-Öffnungen von Tunnelthrustern vergleichbarer Leistungsfähigkeit.

Als weiteres Teilsystem wurde in der vorliegenden Arbeit eine Propellerdüse entwickelt, die sowohl zur Kursstabilität des Fahrzeugs während der Fahrt als auch zur Effektivität des Hauptantriebs beiträgt. Außerdem erhöht die aufgebaute Ummantelung der Propeller die Anwendersicherheit und die Robustheit des Fahrzeugs. Für die nach hydrodynamischen Aspekten ausgelegte Form mit Profilierung auf der Innenseite des Düsenrings wurde ein Fertigungsverfahren entwickelt, welches den Aufbau einer robusten und auftriebserzeugenden Propellerdüse für Tiefseeanwendungen erlaubt.

8 Symbole und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung	Einheit
a	Abstand der Ruderwellenposition von der Vorderkante	m
A_0	Propellerfläche	m ²
A_D	Austrittsfläche an der Schubdüse	m ²
a_G	Hebelarmlänge des Ruders zur Gier-Drehachse des Fahrzeugs	m
a_N	Hebelarmlänge des Ruders zur Nick-Drehachse des Fahrzeugs	m
A_L	Unterwasserlateralfläche des Fahrzeugrumpfs	m ²
A_{PL}	Unterwasserlateralfläche der Nutzlastsektion	m ²
A_R	Ruderprojektionsfläche	m ²
A_S	Eintrittsfläche im Saugstutzen	m ²
A_{SP}	Fläche des Spiral-Endquerschnitts	m ²
b	Ruderhöhe, Tragflächenspannweite	m
b_2	Austrittsbreite am Laufrad	m
c	Ruderprofillänge	m
$c_1 - c_4$	empirische schiffsabhängige Multiplikationsfaktoren	-
c_5	vom Ruder-Streckungsverhältnis abhängiger Multiplikationsfaktor	-
c_a	Auftriebsbeiwert	-
c_w	Widerstandsbeiwert	-
c_M	Momentbeiwert	-
c_y	Beiwert der vertikalen Kraftkomponente im ruderfesten System	-
d_2	Laufrad-Außendurchmesser	m
d_3	Eintrittsdurchmesser an der Leitvorrichtung	m

d_N	Nabendurchmesser des Laufrads	m
d_S	Saugmunddurchmesser des Laufrads	m
e	Abstand zwischen Kraftangriffspunkt und Ruderschaft	m
F_a	Auftriebskraft, quer zur Anströmung wirkende Kraftkomponente	N
F_A	Auftrieb, entgegen der Gravitation wirkende Kraft	N
F_{AS}	im Auftriebsschwerpunkt wirkende Gesamtauftriebskraft	N
F_{GS}	im Massenschwerpunkt wirkende Gesamtgewichtskraft	N
F_Q	Quertrieb, quer zur Fahrzeuglängsachse wirkende Kraft	N
F_r	Resultierende Ruderkraft	N
F_S	Schubkraft	N
F_w	Widerstandskraft, in Richtung der Anströmung wirkende Kraft	N
F_{wQ}	Querwiderstandskraft bei Queranströmung	N
F_x	axiale Kraftkomponente im ruderfesten Koordinatensystem	N
F_y	vertikale Kraftkomponente im ruderfesten Koordinatensystem	N
g	Erdbeschleunigung	m / s ²
H	Förderhöhe, Energiehöhe	m
H_{Ge}	Geschwindigkeitshöhendifferenz	m
H_{ges}	Gesamtförderhöhe	m
H_v	Druckverlusthöhe	m
k_S	Stepanoff-Kennzahl	-
k_{sa}	Schaufeleintrittsdurchmesser-Faktor	-
l	charakteristische Länge	m
L	Länge der Unterwasserlateralfäche	m
L_{WL}	Wasserlinienlänge	m

M	Meridianlänge der Stromlinien im Laufrad	m
$\dot{m}$	Massenstrom	kg / s
M_A	Antriebsmoment	Nm
M_G	Giermoment, um die vertikale Fahrzeugachse wirkendes Moment	Nm
M_{ges}	Vom Querstrahlssystem auf das Fahrzeug erzeugtes Drehmoment	Nm
M_{La}	Laufradmoment	Nm
M_M	Motorreaktionsmoment	Nm
M_N	Nickmoment, um die Fahrzeugquerachse wirkendes Moment	Nm
M_R	Ruderwellenmoment	Nm
$M_{rück}$	Rückstellmoment bei Auslenkung des Nickwinkels	Nm
M_w	Widerstands-, Reaktionsdrehmoment bei relativer Fluidrotation	Nm
n	Drehzahl	U / min
n_q	spezifische Drehzahl	-
p_0	Umgebungsdruck	Pa
p_{tot}	Totaldruck	Pa
P	Leistung	W
P_u	Förderleistung	W
Q	Fördermenge, Durchflussmenge, Volumenstrom	m ³ / s
Q_{opt}	Fördermenge am Auslegungspunkt der Strömungsmaschine	m ³ / s
q_1	lokaler Staudruck / dynamischer Druck im Punkt 1	Pa
q_2	lokaler Staudruck / dynamischer Druck im Punkt 2	Pa
R	Wenderadius bei Drehmanövern	m
r_{AS}	vertikaler Auftriebsschwerpunkt-Abstand zur Horizontalmittelebene	m
r_{GS}	vertikaler Massenschwerpunkt-Abstand zur Horizontalmittelebene	m

R_T	Schleppwiderstand des Rumpfs	N
Re	Reynoldszahl	-
t	Sogziffer	-
T	Propellerschub	N
T	Tiefgang des Fahrzeugs	m
u	Umfangsgeschwindigkeit	m / s
u_A	mittlere Zusatzgeschwindigkeit an der Propellerscheibe	m / s
v	Strömungsgeschwindigkeit (lokal)	m / s
v_1	lokale Strömungsgeschwindigkeit im Punkt 1	m / s
v_2	lokale Strömungsgeschwindigkeit im Punkt 2	m / s
v_a	Austrittsgeschwindigkeit an der Schubdüse	m / s
v_A	Anströmgeschwindigkeit (am Propeller)	m / s
v_e	Eintrittsgeschwindigkeit am Saugmund des Laufrads	m / s
v_f	Fahrzeuggeschwindigkeit	m / s
v_S	Strömungsgeschwindigkeit im Schubstrahl	m / s
v_∞	Strömungsgeschwindigkeit der ungestörten Anströmung	m / s
w	Nachstromziffer	-
Y	spezifische Förderarbeit	Nm / kg
z	geodätische Höhe	m
δ_R	Ruderanstellwinkel	°
δ_{Rk}	Kritischer Ruderwinkel	°
ε	Fahrzeug-Nickwinkelauslenkung	°
ζ	Verlustbeiwert	-
η	Wirkungsgrad	%

λ_c, λ_w	empirische Koeffizienten zur Berechnung des Saugmunddurchmessers	-
Λ	Streckungsverhältnis der Spannweite (Ruderhöhe) zur Profillänge	-
ν	kinematische Viskosität	m^2 / s
ρ	Dichte	kg / m^3
φ	Umschlingungswinkel der Spirale	$^\circ$
Ψ	Druckzahl	-
ω	Winkelgeschwindigkeit	$^\circ / \text{s}$
$\forall$	verdrängtes Volumen	m^3

Abkürzung	Bedeutung
ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol, thermoplastischer Kunststoff
AST	Fraunhofer-Anwendungszentrum Systemtechnik Ilmenau
AUV	Autonomous Underwater Vehicle
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNC	Computerized Numerical Control
DNS	Druckneutrale Systeme
DSRV	Deep Submergence Rescue Vehicle
EFD	Engineering Fluid Dynamics
FMT	Fachgebiet Mikrotechnik, Technische Universität Berlin
HSVA	Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt
IFS	Institut für Schiffbau der Universität Hamburg
IBMT	Fraunhofer-Institut für Biomedizinische Technik
IOSB	Fraunhofer-Institut für Optronik, Systemtechnik und Bildauswertung
IOW	Leibniz Institut für Ostseeforschung Warnemünde
ISIT	Fraunhofer-Institut für Siliziumtechnologie
K27	Kavitations- und Umlauftank, Institut für Land- und Seeverkehr, TU-Berlin
MARIN	Maritime Research Institute Netherlands
MBARI	Monterey Bay Aquarium Research Institute
MP	Mischprofil
NACA	National Advisory Committee on Aeronautics
NASA	National Aeronautics and Space Administration

NSMB	Netherlands Ship Model Basin Wageningen
POM	Poly-Oxy-Methylen, thermoplastischer Kunststoff
PreToS	Name des entwickelten AUVs, von: Pressure Tolerant Systems
PSU	Polysulfon, thermoplastischer Kunststoff
PTFE	Poly-Tetra-Fluor-Ethylen, thermoplastischer Kunststoff
ROV	Remotely Operated Vehicle
SVA	Schiffbauversuchsanstalt (Potsdam)
U-Boot	Unterseeboot
UMSICHT	Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits-, und Energietechnik
US	United States
WLAN	Wireless Local Area Network

9 Literaturverzeichnis

- [3MG09] 3M Glassbubbles, Mikro-Glashohlkugeln, Produktinformation und Spezifikation, Europäische Produktion nach ISO 9001 : 2000, 3M GmbH, Neuss, 2009
- [Abb59] Abbott, I. H., Doenhoff, A. -E., Theory of Wing Sections, Dover Publications Inc., New York, USA, 1958
- [Ban98] Bannasch, R., Hydrodynamics Of Wafe-Like Curvature On Bodies Of Swimming Animals, Proceeding International Symposium on Seawater Drag Reduction, Newport, Rhode Island, USA, 1998
- [Bei07] Beinert, C., Eignung numerischer Strömungssimulation zur Bestimmung des Betriebsverhaltens von Industriearmaturen, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2007
- [Blu12] Entwicklung der Bluefin-Schubvektorsteuerung, www.bluefinrobotics.com/technology/propulsion/, Mai 2012
- [BMS12a] Becker Marine Systems, Produktbroschüre, Hamburg, 2012
- [BMS12b] Endscheiben am Schilling-Ruder, Bildnachweis: www.becker-marine-systems.com/06_pressroom/zzpics/mewis_duct_odfjell.jpg, September 2012
- [Boh78] Bohl, W., Technische Strömungslehre, 3. Auflage, Vogel Verlag, Würzburg, 1978
- [Bri78] Brix, J., Querstrahlsteuer, Bericht Nr. 80, Forschungszentrum des Deutschen Schiffbaus, Hamburg, 1978
- [Bri79] Brix, J., Manövrierversuche mit verschiedenen Mittelrudern und Mittelruderanwendungen eines Zweischauben-Containerschiffes, Bericht Nr. 90, Forschungszentrum des Deutschen Schiffbaus, Hamburg, 1979
- [Bri93] Brix, J., Manoeuvring Technical Manual, Seehafen Verlag, Hamburg, 1993
- [Bro08] Bronsart, R., Querstrahlruder, Vorlesungsskript, Modul der Vorlesung Schiffshydrodynamik I, Universität Rostock, 2008
- [Bös07] Böswirth, L., Technische Strömungslehre, 7. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007

- [Bus10] Buscher, M., Entwicklung druckneutraler Manövriersysteme für autonome Unterwasserfahrzeuge, Dissertation, Fachgebiet Mikrotechnik der Technischen Universität Berlin, 2010
- [Car07] Carlton, J. S., Marine Propellers and Propulsion, Butterworth-Heinemann, Oxford, USA, 2007
- [Cel11] Çelik, F., Doğrul, A., Arıkan, Y., Investigation of the Optimum Duct Geometry for a Passenger Ferry, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Yildiz Technical University, Istanbul, 2011
- [CFt12] CFturbo Software & Engineering GmbH, Handbuch für die Software CFturbo9, Dresden, www.cfturbo.de/fileadmin/content/manual/CFturbo_de.pdf, März 2011
- [Chr04] Chrysosostomidis, C., Hover, F., Odyssey IV, Projektpräsentation, AUV laboratory, Massachusetts Institute of Technology, 2004
- [Nat13] National Geographic, Deepsea Challenge, Internetseite zum Tauchgang des bemannten Deepsea Challenger Tauchfahrzeugs, www.deepseachallenge.com, März 2013
- [DPA74] Deutsches Patentamt, Ruder für Schiffe mit symmetrischem starr zusammengesetztem Profil, Offenlegungsschrift 2 303 299, Karl Schilling, Minden, 1974
- [DPM12] Deutsches Patent- und Markenamt, Informationen zur Marke 814580 Schilling-Ruder, Berlin, 2012
- [Eni12] Druckneutraler Ringthruster, Bildnachweis: www.enitech.de/meerestechnik/de/thruster.shtml, Oktober 2012
- [Fra12] Fraunhofer IOSB, Anwendungszentrum Systemtechnik AST, TIETEK: Technologiekonzept für die Tiefseeinspektion und Exploration, Beschreibung des MAVO 819573 Gesamtprojekts, Ilmenau, Internet: http://www.iosb.fraunhofer.de/servlet/is/5382/MAVO_TIETek.pdf?command=downloadContent&filename=MAVO_TIETek.pdf, April 2012
- [Fre01] Frey, M., Behandlung von Strömungsproblemen in Raketendüsen bei Überexpansion, Dissertation, Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik, Universität Stuttgart, 2001
- [Ger94] Gerlach, S. A., Marine Systeme, Spezielle Ökologie, 1. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1994

- [Geo13] GEOMAR, Internetseite, Informationen zum bemannten Forschungstauchboot JAGO, www.geomar.de/zentrum/einrichtungen/tlz/jago/uebersicht/, März 2013
- [Gül10] Gülich, J., F., Kreiselumpen, Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2010
- [Hei04a] Heinke, H. J., Rieck. K., Lamprecht, M., Jaksic, D., Profile für Hochleistungsruder, Bericht Nr. 3046, Schiffbau Versuchsanstalt Potsdam, 2004
- [Hei04b] Heinke, H. J., Rieck. K., Lamprecht, M., Jaksic, D., Profile für Hochleistungsruder, Anlage zum Bericht Nr. 3046, Schiffbau Versuchsanstalt Potsdam, 2004
- [Hei05] Heinke, H. J., Rieck, K., Steinwand, M., Hocheffektive Ruder, Konferenzbeitrag, Schiffsbautag Mecklenburg-Vorpommern, Rostock, 2005
- [Her08] Herwig, H., Strömungsmechanik, Einführung in die Physik der technischen Strömungen, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 2008
- [HMP12] Holland Marine Parts, Jet-Thruster für Bug und Heck, Produktbroschüre, Dordrecht, Niederlande, 2012
- [Hun07] Huntsman Advanced Materials Incorporation, RenShape SL 7810, Stereolithographie UV-aktives Harz, Produktdatenblatt, Woodlands, Texas, USA, 2007
- [ILS13a] Institut für Land- und Seeverkehr, Technische Universität Berlin, K27, großer Kavitations- und Umlauftank, Versuchseinrichtung des Instituts, Internetseite: www.marsys.tu-berlin.de/menue/versuchseinrichtungen/kavitationstank_k27/, Februar 2013
- [ILS13b] Institut für Land- und Seeverkehr, Technische Universität Berlin, Tiefwassertank, Versuchseinrichtung des Instituts, Internetseite: www.marsys.tu-berlin.de/menue/versuchseinrichtungen/tiefwassertank/, März 2013
- [IOS12] AUV TIETEK, Bildnachweis: <http://www.iosb.fraunhofer.de/servlet/is/3824/>, April 2012
- [Kan02] Kanter, O., Eine evolutionäre Erfindung, Beitrag in der Zeitschrift, mare, Nr. 30, Hamburg, 2002
- [Kir03] Kirkwood, W., Tail assembly for an underwater vehicle, amerikanisches Patent, US 6 572 422 B2, 2003
- [Kir10] Kirkwood, W., AUV Technology and Application Basics in Tutorial Section 3, OCEANS'10, Sydney, Mai 2010

- [Kni13] Kniese L., Ruderanlage eines U-Boots in umgedrehte T-Anordnung, Bildnachweis: Fotografie aufgenommen am U11 U-Boot- Museum-Fehmarn, August 2013
- [Kor09a] Kornev, N., Propellertheorie, Vorlesungsskript, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Universität Rostock, 2009
- [Kor09b] Koronewicz, T. et al., A complete design of ducted propellers using the new computer system, Zeitschriftenbeitrag, Polish Maritime Research, Vol. 16, Gdansk, Polen, 2009
- [Kra88] Kracht, A., Ruderentwurf, Forschungsbericht Nr. 1364.2, Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin, 1988
- [Kra12] Kracht, A., Tampier, G., Vorlesungsskript Schiffshydrodynamik, Kapitel-IX: Ruderentwurf, Fachgebiet Dynamik Maritimer Systeme, Technische Universität Berlin, 2012
- [Kreu11] Kreuzfeld, G., Auslegungs- und Berechnungsverfahren für Pumpen, Kurzlehrgang Turbomaschinen, CFturbo Software & Engineering GmbH, Dresden, 2011
- [Kru04] Krüger, S., Grundlagen der Propulsion, Vorlesungsskript, Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2004
- [KSB05] KSB Aktiengesellschaft, Auslegung von Kreiselpumpen, 5. Auflage, KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal, 2005
- [Kwa09] Peter Kwasny GmbH, SprayMax-2K Epoxy Grundierfüller, Produktdatenblatt, Gundelsheim, 2009
- [Kwa12] Peter Kwasny GmbH, Special - Felgenspray, Schutz-Klarlack, Produktdatenblatt, Gundelsheim, 2012
- [Kwi62] Kwik, K. H., Grundlagen zur Darstellung der Profilform von Schiffsrudern, Sonderdruck aus der Fachzeitschrift Schiff und Hafen, Jahrgang 14, Heft 10, C.D.C. Heydorns Buchdruckerei, Uetersen bei Hamburg, 1962
- [Kwi63] Kwik, K. H., Darstellung Symmetrischer Joukowski-Profile, Bericht Nr. 116, Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1963
- [Kwi68] Kwik, K. H., Zur mathematischen Darstellung von Leitkopfruderprofilen, Bericht Nr. 217, Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1968

- [Kwi70] Kwik, K. H., Weitere Windkanalversuche mit Schiffsrudern, Bericht Nr. 269, Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1970
- [Kwi72] Kwik, K. H., Vergleichende Windkanalversuche mit einem Leitkopfruder und einem Balanceruder, Bericht Nr. 285, Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1972
- [Lan09] Lanfrit, M., Reese, H., Hemmer, H. P., Die Immersed Boundary Methode, Eine schnelle. Verlässliche und hoch automatisierte Methode zur Simulation komplexer Strömungsfelder..., Zeitschriftenbeitrag in der Fachzeitschrift NAFEMS Magazin, Ausgabe 12, Darmstadt, München, 2009
- [Llo12] Ruder und Manövrieranlage, Abschnitt 14, Klassifikations- und Bauvorschriften Ausgabe 2012, Germanischer Lloyd SE Verlag, Hamburg, 2012
- [Luk10] Lück M., Aufbau druckneutraler, autonomer Unterwasserfahrzeuge für die Tiefsee, Dissertation, Fachgebiet Mikrotechnik der Technischen Universität Berlin, 2010
- [MAN12] MAN, Basic Principles of Ship Propulsion, Produktbroschüre mit Anwendungsgrundlagen, MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 2012
- [MAR10] Umgedrehte Y-Ruderanordnung beim AUV Explorer 5000, Bildnachweis: www.marum.de, Mai 2010
- [MAR12] X-Ruderanordnung beim AUV Explorer 5.000, Bildnachweis: www.marum.de/Binaries/Binary13343/AUV_ISE.jpg, März 2012
- [Mar82] Marchaj, C. A., Siegel, R., Aerodynamik und Hydrodynamik des Segelns, Verlag Delius, Klasing & Co., Bielefeld, 1982
- [MBA12] Strömungshüllen vor der Schubvektorsteuerung beim AUV Dorado, Bildnachweis: www.mbari.org/auv/MappingAUV/vehicle_specs.htm, März 2012
- [Mis13] Mischnick, D., Aussetz- und Bergevorrichtung für das autonome Unterwasserfahrzeug PreToS, Dissertation, Fachgebiet Mikrotechnik der Technischen Universität Berlin, 2013
- [Men11a] Mentor Graphics Corporation, Auswahl einer effektiven Vernetzungstechnologie für CFD-Berechnungen, White Paper, Wilsonville, USA, 2011
- [Men11b] Mentor Graphics Corporation, Enhanced Turbulence Modeling in FloEFD, White Paper, Wilsonville, USA, 2011

- [Mur12] Düsenruder der DSRV U-Boot-Klasse, Bildnachweis:
www.murdoconline.net/archives/6177.html, April 2012
- [Oos70] Oosterfeld, M. W. C., Wake adapted Ducted Propellers, Dissertation, MARIN Publikation 345, Wageningen, Niederlande, 1970
- [Pan09] Panish, R., Dynamic, Control Capabilities and Developments of the Bluefin Robotics AUV Fleet, Konferenzbeitrag, International Symposium on Unmanned Untethered Submersible Technology, New Hampshire, USA, 2009
- [Pfl05] Pfeleiderer, C., Petermann, H., Strömungsmaschinen, 7. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2005
- [Phi09] Phillips, A. B. et al., Delphin 2 - An Over Actuated Autonomous Underwater Vehicle for Manoeuvring Research, Beitrag in International Journal of Maritime Engineering, Vol. 151, Southampton, UK, 2009
- [Pre13] Preradović, O., Gestaltung eines autonomen Unterwasserfahrzeugs mit elektromagnetischer Auftauchvorrichtung und multifunktionalem Transportsystem, Dissertation, Fachgebiet Mikrotechnik der Technischen Universität Berlin, 2013
- [Sch10] Schottel Pump-Jet, Antriebs- und Manövriersystem, Produktbroschüre, Schottel GmbH, Spay, 2010
- [Sch11] Schüttrumpf, H., Hydromechanik I, Umdruck zur Vorlesung, Lehrstuhl und Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft, Rheinisch Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2011
- [Sch12a] Tunnelthruster eines Errichterschiffs für Offshore-Windparks, Bildnachweis:
www.schiffbilder.de/name/einzelbild/number/29009/kategorie/Motorschiffe~Spezialschiffe~Offshore-Versorgungs-+und+Hilfsschiffe.html, Oktober 2012
- [Sch12b] van der Schoor, M. J., Entwicklung eines Versuchsstands für den Querstrahlantrieb eines tiefseetauglichen Unterwasserfahrzeugs, Bachelorarbeit, Fachgebiet Mikrotechnik, Technische Universität Berlin, 2012
- [Sch88] Schneekluth, H., Hydrodynamik zum Schiffsentwurf, 3. Auflage, Köhler Verlag, Aachen, 1988
- [Sol10a] SolidWorks, Putting The Spin in CFD, White Paper, Dassault Systèmes SolidWorks Corp., Concord, USA, 2010

- [Sol10b] SolidWorks, Solving Engineering Problems with Flow Simulation 2010, Grundlagen zur Software, Dassault Systèmes SolidWorks Corp., Concord, USA, 2010
- [Sol10c] SolidWorks, Technical Reference, Flow Simulation 2010, Validierungsbeispiele zur Berechnungssoftware, Dassault Systèmes SolidWorks Corp., Concord, USA, 2010
- [Ste11] Steenson, L. V. et al., Control of an AUV from thruster actuated hover to control surface actuated flight, Specialists Meeting AVT-189/RSM-028 Assessment of Stability and Control Prediction Methods for NATO Air & Sea Vehicles, Portsmouth, UK, 2011
- [Ste59] Stepanoff, A. J., Radial- und Axialpumpen: Theorie, Entwurf und Anwendung, Springer Verlag, Berlin, 1959
- [Sub12] Düsenruder der DSRV U-Boot-Klasse, Bildnachweis: s181686668.onlinehome.us/phpBB3/viewtopic.php?f=4&t=5251, April 2012
- [Sul10] Sulzer Chemtech AG, Gleichmäßiger Gasstrom dank Simulation - Sulzer Chemtech nutzt SolidWorks Simulation, Anwenderbericht zu Flow Simulation 2010, Winterthur, Schweiz, 2010
- [Tha10] Thamsen, P. U., Konstruktion hydraulischer Strömungsmaschinen I, Skript zur Vorlesung, Fachgebiet Fluidsystemdynamik, Technische Universität Berlin, 2010
- [Thi11] Thiede, C., Druckneutrale Sensoren und Aktoren für den Dauereinsatz in Tiefseefahrzeugen, Dissertation, Fachgebiet Mikrotechnik der Technischen Universität Berlin, 2011
- [Thi52a] Thieme, H., Ruder, Handbuch der Werften, Hansa Verlag, Hamburg, 1952
- [Thi52b] Thieme, H., Systematik für Ruder- und Propellerprofile, Fachzeitschrift Schiff und Hafen, Jahrgang 4, Heft 5, Hamburg, 1952
- [Thi55] Thieme, H., Zur Behandlung von Ruderproblemen, Fachzeitschrift Schiff und Hafen, Jahrgang 7, Heft 10, Hamburg, 1955
- [Thi62a] Thieme, H., Zur Formgebung von Schiffsrudern, Sonderdruck aus "Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft", 56. Band, Springer Verlag, Berlin, 1962

- [Thi62b] Thiemann, H., Windkanaluntersuchung von Rechteckrudern mit Staukeilen und Profilkürzungen, Fachzeitschrift Schiff und Hafen, Jahrgang 14, Heft 1, Hamburg, 1962

- [TSL12] Integrated Thruster, Thrust Curves, Datenblätter, TSL Technology Ltd, Hampshire, 2006

- [UVU12] Kreuzrunderanordnung beim AUV Remus 6.000, Bildnachweis:
ka.uvuvideo.org/_AUV-featured-in-Corals-of-the-Deep/photo/4407974/86294.html, März 2012

- [Vet12] Tunnelthruster Aufbau, Bildnachweis:
www.vethpropulsion.com/products/bow_thrusters/tunnel_thruster.html, Oktober 2012

- [WHO12] Titandruckhülle, Bildnachweis:
www.who.edu/page.do?pid=29860&tid=441&cid=45291&ct=61&article=26806, November 2012

- [Wei11] Weinhold, I., Theoretische Grundlagen der CFD-Technologie für CAD-basierte Strömungssimulationen im Product Lifecycle Management (PLM)-Prozess, Zeitschriftenbeitrag in der Fachzeitschrift NAFEMS Magazin, Ausgabe 20, Frankfurt am Main, 2011

- [Wil89] Will, G., Kreispumpen, Taschenbuch Maschinenbau, 5. Band - Kolbenmaschinen, Strömungsmaschinen, 1. Auflage, Verlag Technik, Berlin, 1989

10 Anhang

Auslegung der Laufradgeometrie mit CFturbo

Im ersten Schritt wird ein neues Projekt in der CFturbo Software angelegt, wobei schon die Art der Strömungsmaschine gewählt wird. Im Fall der Laufradentwicklung wird für das Projekt die Kreiselpumpe als zu entwickelnde Strömungsmaschine festgelegt. Das als globale Einstellungen bezeichnete Menü erlaubt dann die Eingabe der Hauptkenn Daten der Pumpe (Förderhöhe H , Fördermenge Q , Drehzahl n), die entsprechend den in der Tabelle 5-1 enthaltenen Daten eingegeben werden. Weiterhin wird das Fördermedium Wasser und eine axiale drallfreie Einströmung und die positive Drehrichtung für das Laufrad festgelegt.

Die sich aus diesen Daten ergebenden Kennzahlen der Pumpe werden direkt berechnet und in einer Informationstabelle des Menüs angezeigt. Der vorher berechnete Förderleistungsbedarf und die spezifische Drehzahl aus der Tabelle 5-1 können an dieser Stelle zu Überprüfungszwecken verglichen werden. Im nächsten Schritt können die auszulegenden Komponenten der Kreiselpumpe hinzugefügt werden. Im Fall des Querstrahlsystems wurde nur das Laufrad entworfen.

Nach dem Hinzufügen zum Projekt öffnet sich automatisch das Menü, in dem die Grundeinstellungen und Berechnungen für das Laufrad vorgenommen werden. In der ersten Registerkarte wird zunächst die Zahl der Schaufeln gewählt. Dies sollte beispielsweise bei einer Doppelspirale oder bei einem Stator kein Vielfaches von zwei oder der Stator-Schaufelanzahl betragen. Für das zu entwickelte Laufrad wurden sechs Schaufeln gewählt, da eine Einfachspirale als Leitvorrichtung genutzt wird.

Die zweite Registerkarte dient der Auswahl der Berechnungsmethoden für die Größen Saugdurchmesser d_s , Außendurchmesser d_2 und Austrittsbreite b_2 des Laufrads. Da der Saugdurchmesser bereits festgelegt wurde (vgl. Kapitel 5.2.4), werden hier die dort verwendeten Parameter eingegeben.

Laufradaußendurchmesser d_2

Für die Bestimmung des Außendurchmessers d_2 wurde die Berechnung über die Druckzahl gewählt. Die Druckzahl Ψ ist dabei eine dimensionslose Kennzahl, die nach der Formel (10-1) definiert ist. Die Umfangsgeschwindigkeit u ist in diesem Fall auf den äußeren Austrittsdurchmesser des Laufrads bei der Auslegungsdrehzahl bezogen.

$$\Psi = \frac{2 \cdot Y}{u^2} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^2} \quad (10-1)$$

Die Druckzahl wird abhängig von einer empirischen Kennlinie ausgewählt (siehe Abbildung 10-1), in der aus Wirkungsgradmessungen ermittelte optimale Druckzahlen als Funktion der

spezifischen Drehzahl n_q aufgetragen sind [Gül10]. Mit Hilfe der Drehzahl n am Auslegungspunkt lässt sich der äußere Laufraddurchmesser nach der Formel (10-2) ermitteln, wenn die Druckzahl gewählt wurde.

$$d_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{(\pi \cdot n)^2 \cdot \Psi}} \quad (10-2)$$

Für die Wahl der Druckzahl ist jeweils eine obere und eine untere Grenze gegeben. Im Allgemeinen wird der mittlere Wert zwischen den beiden Grenzen gewählt, wobei eine kleinere Druckzahl zu einem größeren Durchmesser d_2 führt und eine stabilere Kennlinie $H = f(Q)$ der Pumpe zur Folge hat. Die stabile Kennlinie ist in dem Fall wichtig, wenn die Pumpe auch außerhalb des Auslegungspunkts arbeitet.

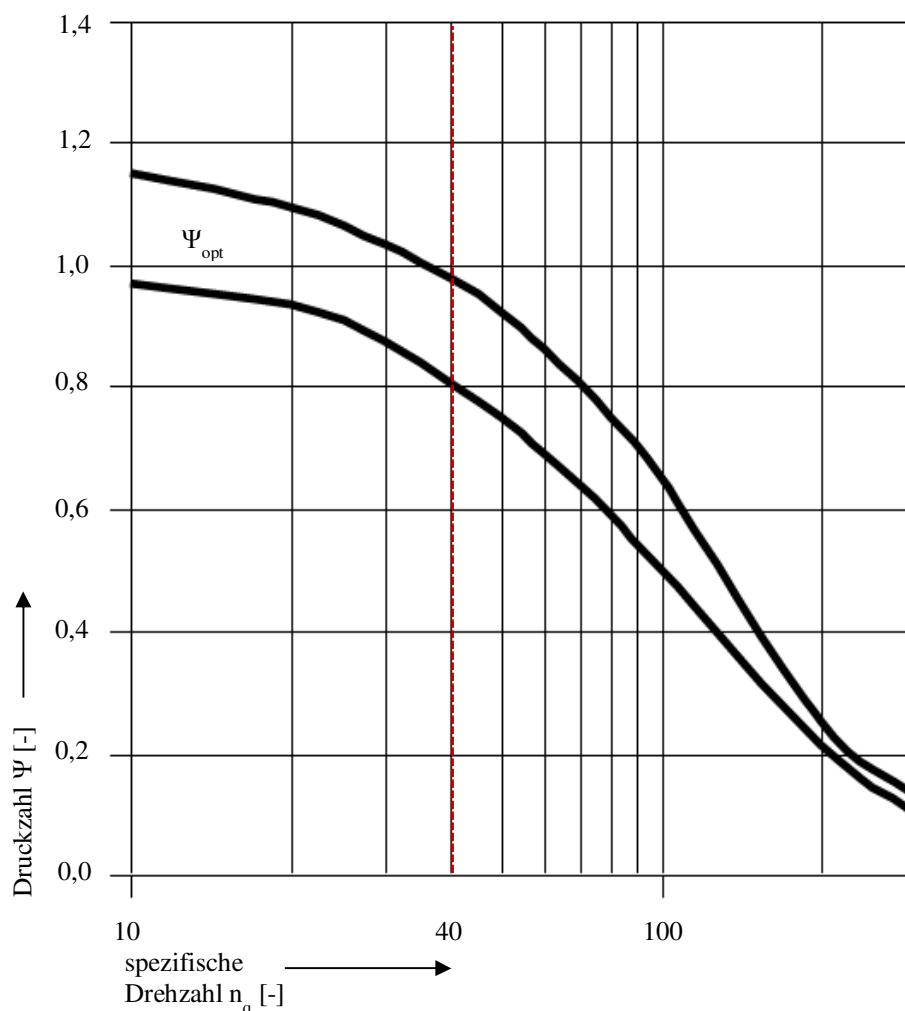


Abb. 10-1 Ermittlung der optimalen Drehzahl über die spezifische Drehzahl, nach [Kreu11]

Für die spezifische Drehzahl von 40,75 ergibt sich 0,97 als obere Grenze und 0,8 als untere Grenze der optimalen Druckzahl, siehe Diagramm in der Abbildung 10-1. Da aufgrund der Einsatzweise der Querstrahlpumpe ein ganzer Drehzahlbereich abgedeckt werden muss, wird

eine möglichst stabile Kennlinie benötigt. Als Druckzahl wird deshalb nicht der Mittelwert von 0,89, sondern ein etwas kleinerer Wert von 0,85 gewählt, wodurch sich der Außendurchmesser des Laufrads zu 128,4 mm ergibt.

Austrittsbreite b_2

Für die Bestimmung der Austrittsbreite des Laufrads ist ebenfalls eine empirische Kennzahl, die Breitenzahl, definiert und als Kennlinie in dem Programm hinterlegt. Die Breitenzahl beschreibt das Verhältnis der Austrittsbreite am Laufrad zum Außendurchmesser b_2 / d_2 und wird ebenfalls in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl bestimmt. Für die spezifische Drehzahl von 40,75 wird so eine Breitenzahl von 0,11 gewählt (siehe Abbildung 10-2), so dass die Austrittsbreite b_2 sich zu 14,25 mm berechnet.

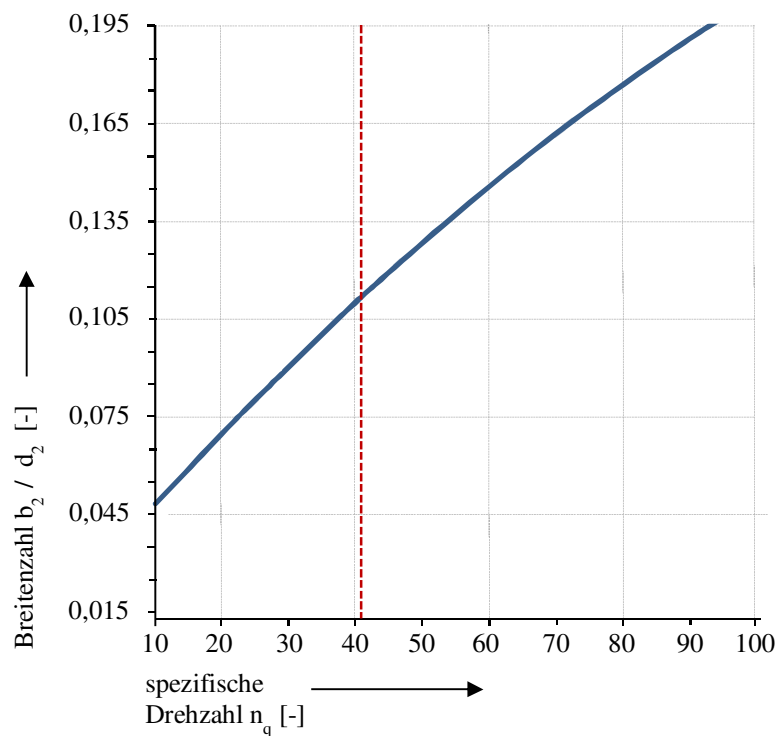


Abb. 10-2 Ermittlung der optimalen Breitenzahl über die spezifische Drehzahl [Wil89]

Meridiangeometrie der Trag-, Deckscheibe und der Schaufeleintrittskante

Ausgehend von den bestimmten, geometrischen Hauptgrößen des Laufrads wird im nächsten Schritt die Laufradgeometrie im Meridianschnitt bestimmt. Im entsprechenden Menü wird nach Aufruf bereits eine Geometrie angelegt, so dass die vorher bestimmten Hauptgrößen bereits gesetzt sind. Die Radscheibe, die Deckscheibe und die Schaufeleintrittskante werden dabei durch jeweils ein Bézierpolynom vierten Grades gebildet, wobei jede Kurve durch fünf Bézierpunkte gebildet wird, siehe Abbildung 10-3. Jeder Kontroll- und Stützpunkt lässt sich im Rahmen der im Programm gesetzten Freiheitsgrade verschieben und bewirkt eine Änderung der Meridiangeometrie.

Ein weiteres Diagramm in diesem Menü zeigt den Verlauf der resultierenden Querschnittsfläche vom Saugmund zum Laufradaustritt im Laufrad über der relativen Lauflänge M der resultierenden Mittellinie zwischen Deckscheibe und Radscheibe an, vgl. die Abbildungen 10-3 und 10-4. Die Geometrie wurde über die Kontrollpunkte soweit angepasst, dass sich ein möglichst stetiger Verlauf der Querschnittsfläche ergibt, da ruckartige Querschnittsänderungen zu Druckstößen und dadurch zu Energieverlusten führen.

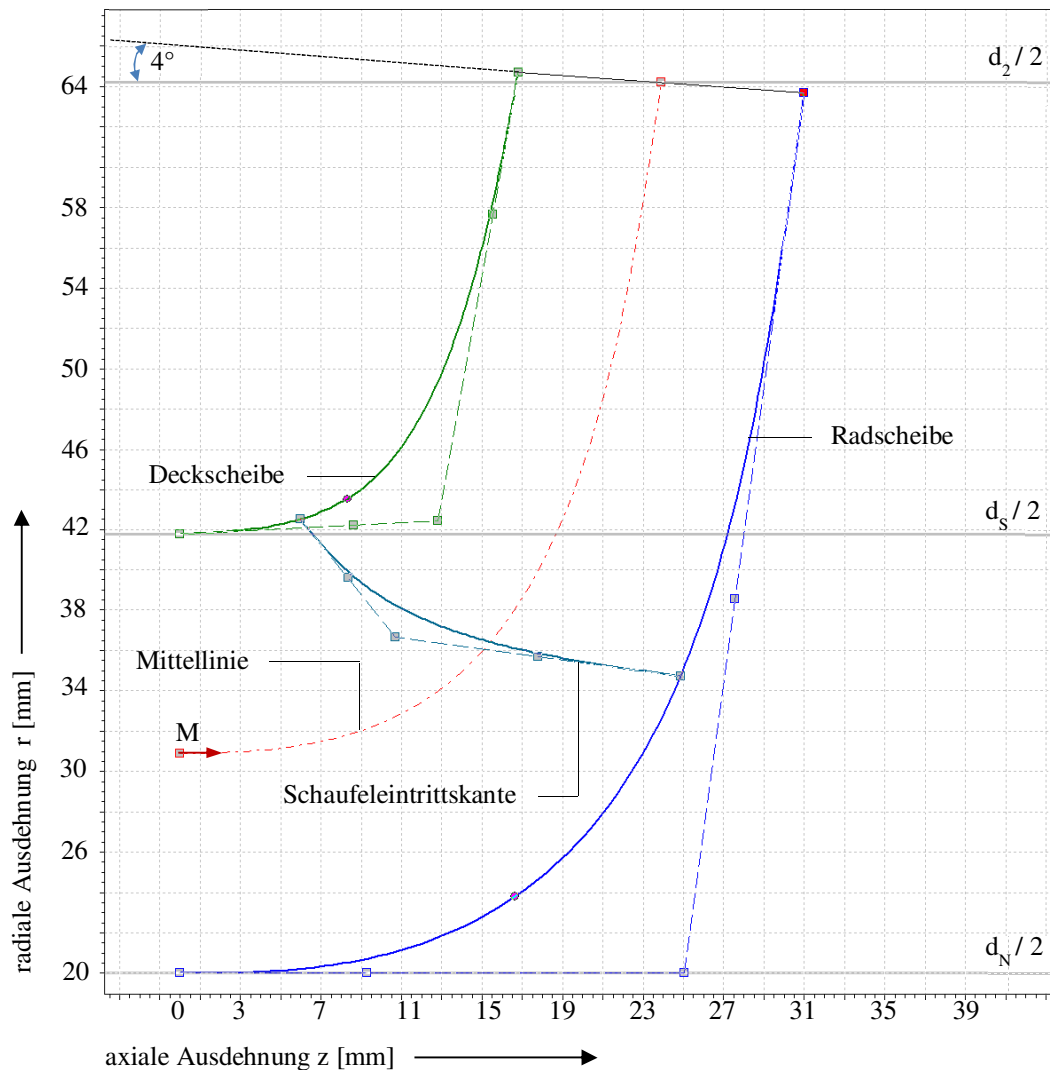


Abb. 10-3 Mit CFturbo erstellter Meridianschnitt des Laufrads

Über eine Approximationsfunktion errechnet das Programm ebenfalls abhängig von der spezifischen Drehzahl die optimale Neigung der Austrittskante. Bis zur spezifischen Drehzahl von 40 ergibt sich eine gerade Hinterkante, während sich zwischen der spezifischen Drehzahl 40 und 41 ein steiler Anstieg des Neigungswinkels von 0 auf etwa 12,5 Grad ergibt. Für spezifische Drehzahlen über 41 steigt der Neigungswinkel nach dieser unstetigen Stelle in der Approximationsfunktion linear an. Diese Unstetigkeitsstelle ist auf die definitionsgemäße Verwendung von reinen Radiallaufrädern bis zu der spezifischen Drehzahl von 40 zurückzuführen. Laufräder höherer spezifischer Drehzahl werden als Halbaxiallaufräder oder als eine

Übergangsform zwischen reinem Radialrad und dem Halbaxialrad ausgeführt. Für das Laufrad des Querstrahlensystems wurde eine Austrittskantenneigung von vier Grad gewählt.

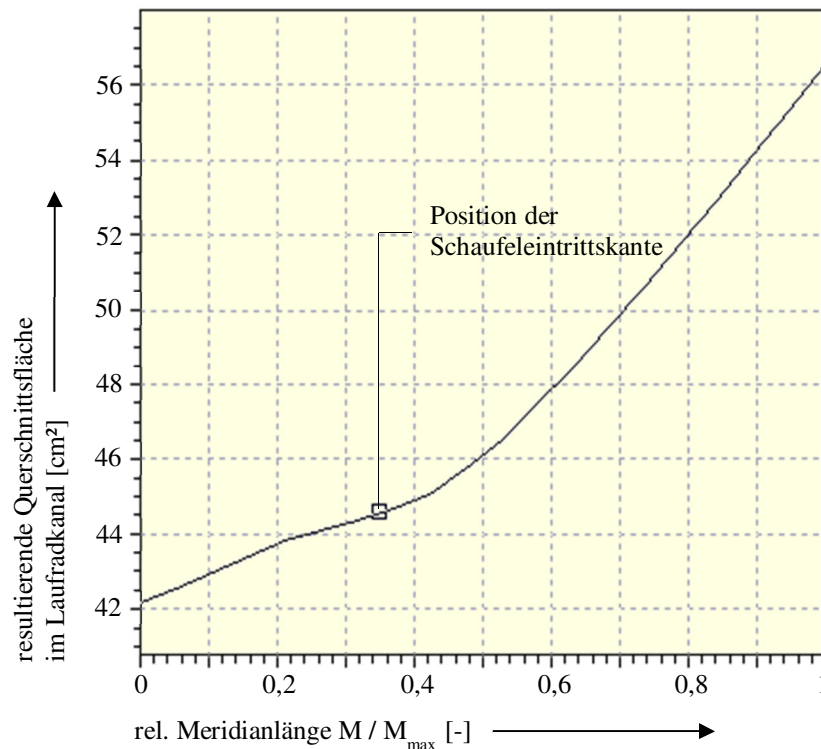


Abb. 10-4 Verlauf der Querschnittsfläche im Laufradkanal

Schaufelgeometrie

Nach der Auslegung der Meridiangeometrie des Laufrads erfolgte die Auslegung der Laufradschaufelgeometrie.

Im entsprechenden Programmmenü lassen sich Eingaben zur Entwicklung der Schaufelgeometrie tätigen, wobei als erstes die Dicke der Schaufeln zu 2,8 mm für die ganze Schaufellänge gewählt wurde. Aus den festigkeitsbedingten endlichen Schaufeldicken resultiert eine Versperrung der Querschnittsfläche im Laufradkanal, was zu einer erhöhten Durchströmgeschwindigkeit im Bereich hinter der Schaufeleintrittskante im Laufrad führt und vor allem bei der Berechnung der Schaufeleintrittswinkel beachtet werden muss.

Der Winkel der Schaufeleintrittskante wird so gewählt, dass dieser dem Winkel der relativen Strömungsrichtung entspricht. Dieses Auslegungskriterium wird als stoßfreier Eintritt bezeichnet. Die relative Strömung ergibt sich aus der lokalen Umfangsgeschwindigkeit, die aus der Laufraddrehzahl und dem lokalen Radius resultiert sowie der Meridiangeschwindigkeit, die sich aus der Fördermenge des Laufrads und der lokalen Querschnittsfläche ergibt.

Bei der Bestimmung des Austrittskantenwinkels muss die als Minderumlenkung bezeichnete Umlenkung der Strömung hinter der Austrittskante, die durch die Druckdifferenz zwischen der Druck- und Saugseite und durch Corioliskräfte hervorgerufen wird, berücksichtigt werden.

Eine genaue Berechnung der Minderumlenkung ist während der Auslegung aufgrund der komplexen Zusammenhänge nicht möglich, deshalb wird für Auslegungszwecke auf empirische Daten zurückgegriffen.

CFturbo ermittelt für den Auslegungspunkt den Eintrittskantenwinkel für den stoßfreien Eintritt und bestimmt automatisch den optimalen Austrittswinkel an der Schaufelhinterkante. Die Minderumlenkung wird dabei nach dem Ansatz von Wiesner berücksichtigt [Gül10], wobei für das ausgelegte Laufrad ein Abströmbeiwert von 0,84 angenommen wurde (automatische Berechnung im Programm).

Aufgrund der unterschiedlichen Radien an der Eintrittskante und der dadurch bedingten Umfangsgeschwindigkeitsverteilung ergeben sich unterschiedliche Eintrittswinkel an der Radscheibe, der Deckscheibe und im Bereich dazwischen. Das Programm teilt die Eintrittskantenbreite in eine diskrete Anzahl an Punkten gleichmäßig auf und errechnet für diese abhängig vom lokalen Bauteilradius im Meridianschnitt den Schaufeleintrittswinkel. Da für die Schaufelaustrittskante eine Neigung von vier Grad vorgesehen wurde, ergibt sich eine ebenfalls gekrümmte Hinterkante. Für das Laufrad des Querstrahlssystems wurde hier eine Unterteilung der Eintritts- und der Austrittskante auf fünf Punkte vorgenommen, so dass im nächsten Schritt fünf Skelettlinien für die Schaufelgeometrie abhängig von den bestimmten Winkeln erstellt wurden. Die Bereiche zwischen den explizit berechneten Punkten werden mittels einer Polynomfunktion durch die Punkte approximiert. Die Schaufeldicke von 2,8 mm wurde ferner als konstant für die ganze Schaufel angenommen, so dass sich eine nicht profilierte Schaufel ergibt. Für die Geometrie der Vorderkante wurde eine elliptische Form gewählt mit dem Aspektverhältnis von zwei zur Schaufeldicke.

Im letzten Schritt wird vom Programm an jeder der fünf Skelettlinien einer Schaufel eine der elliptischen Eintrittskante und der konstanten Schaufeldicke entsprechende Umrisslinie in einem dreidimensionalen Modell erstellt. Beim Exportieren der Laufradgeometrie in ein CAD-System werden Oberflächen, die die Schaufelumrisslinien durch Interpolation zu je einer Schaufel verbinden, erzeugt und als Oberflächenmodell in einem Standard-3-D-Format übergeben. Ferner wird je eine Oberfläche für die Deck- und die Radscheibe des Laufrads aus der festgelegten Meridiangeometrie erstellt.

Die Abbildungen 5-9 und 5-8 im Kapitel 5.2.6 stellen die Geometrie des für das Querstrahlssystem entwickelten Laufrads dar.